



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MOBILNÍ MANIPULAČNÍ PLOŠINA NOSNOST 300 KG

MOBILE LIFT TABLE CAPACITY 300 KG

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR
VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

PAVEL KIRST

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Pavel Kirst

který/která studuje v bakalářském studijním programu

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Mobilní manipulační plošina nosnost 300 kg

v anglickém jazyce:

Mobile Lift Table Capacity 300 kg

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte mobilní manipulační zvedací plošinu pro manipulaci s materiálem s elektrohydraulickým pohonem.

Základní parametry:

maximální hmotnost břemene	300 kg
rozměry plošiny (šířka x délka)	700 x 1500 mm,
pracovní výška (od podlahy)	do 1000 mm,
pojezd s manuálním pohonem.	

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši obdobných řešení,
- koncepcí navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. POLÁK, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
2. PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s., ISBN: 80-248-0537-5
3. GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 11.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Pavel Kirst

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Mobilní manipulační plošina nosnost 300 kg

v anglickém jazyce:

Mobile Lift Table Capacity 300 kg

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte mobilní manipulační zvedací plošinu pro manipulaci s materiálem s elektrohydraulickým pohonem.

Základní parametry:

maximální hmotnost břemene	300 kg
rozměry plošiny (šířka x délka)	700 x 1500 mm,
pracovní výška (od podlahy)	do 1000 mm,
pojezd s manuálním pohonem.	

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši obdobných řešení,
- koncepcí navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. POLÁK, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
2. PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s., ISBN: 80-248-0537-5
3. GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 11.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc. doc.
Ředitel ústavu

Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je konstrukční návrh mobilní nůžkové manipulační plošiny s nosností 300 kg, rozměry 700 x 1500 mm a zdvihací výškou 1000 mm. Práce bude obsahovat konstrukční návrh plošiny, výkres sestavy a některé výkresy součástí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Manipulační plošina, nůžková, nosnost 300 kg

ABSTRACT

Aim of this thesis is construction design of handling mobile scissors lift with a capacity of 300 kg, dimensions 700 x 1500 mm and 1000 mm lifting height. The work will be contain construction design of platform, assembly drawing and some drawings of parts.

KEYWORDS

Handling lift, scissors, load capacity 300 kg



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KIRST, PAVEL. *Mobilní manipulační plošina nosnost 300 kg*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Pavel Kirst



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za pomoc při vedení bakalářské práce a své rodině za podporu, kterou mi poskytuje při studiu.



OBSAH

Úvod	14
Cíl práce.....	15
1 Typy vyráběných manipulačních plošin.....	16
1.1 Zvedací plošina	16
1.2 Nůžkový vozík pojezdový s odnímatelnou plošinou	16
1.3 Paralelogramový hydraulický pojízdný plošinový zvedák	17
1.4 Jednonůžková zdvihací plošina	17
1.5 Vícenůžková zdvihací plošina	18
1.6 Tandemová zdvihací plošina	18
1.7 Teleskopická zdvihací plošina	19
2 Typy pohonů.....	20
2.1 Hydraulický pohon – přímočarý hydromotor	20
2.2 Pneumatický pohon – přímočarý pneumotor	20
2.3 Tlačné řetězy	21
2.4 Ruční pohon	21
3 Koncepce řešení.....	22
3.1 Typ mobilní manipulační plošiny	22
3.1.1 Základní rám.....	22
3.1.2 Vedení posuvných ramen	22
3.2 Volba pohonu.....	23
3.2.1 Způsob uložení hydromotoru.....	23
3.2.2 Pohonná jednotka	24
4 Statické řešení mobilní manipulační plošiny.....	25
4.1 Volba zatížení pro výpočet	25
4.1.1 Volba velikosti zatížení	25
4.1.2 Volba umístění zatížení	25
4.2 Rozměry mobilní manipulační plošiny	26
4.3 Určení pohyblivosti mechanismu	27
4.4 Statický rozbor	28
4.4.1 Počet neznámých parametrů	28
4.4.2 Počet použitelných podmínek statické rovnováhy	28



4.4.3	Podmínka statické určitosti.....	28
4.5	Kinematický rozbor	29
4.5.1	Těleso 2	29
4.5.2	Těleso 3	29
4.5.3	Těleso 4	30
4.5.4	Těleso 5	31
4.5.5	Řešení rovnic	32
4.6	Výsledné vnitřní účinky	34
4.6.1	Těleso 2	34
4.6.2	Těleso 3	35
4.6.3	Těleso 4	38
4.6.4	Těleso 5	40
4.6.5	Maximální výsledné smykové síly v jednotlivých bodech.....	41
5	Volba profilu nůžkového mechanismu.....	42
5.1	Kontrola profilu vůči ztrátě vzpěrné stability	43
5.1.1	Kontrola tělesa 3 mezi body C a G.....	43
5.1.2	Kontrola tělesa 4 mezi body D a C.....	44
6	Volba přímočarého hydromotoru	45
7	Volba čepů.....	46
7.1	Uložení v bodech A a D.....	46
7.1.1	Návrh průměru čepu	46
7.1.2	Kontrola čepu na ohyb.....	47
7.1.3	Kontrola čepu na otláčení	47
7.2	Uložení v bodech B a E	48
7.2.1	Kontrola čepu na ohyb.....	49
7.2.2	Kontrola čepu na otláčení	49
7.3	Uložení v bodech F a G	50
7.3.1	Kontrola čepu na ohyb.....	51
7.3.2	Kontrola čepu na otláčení	51
7.4	Uložení v bodě C	52
7.4.1	Kontrola čepu na ohyb.....	53
7.4.2	Kontrola čepu na otláčení	53
8	Návrh pouzder	54



8.1	Výpočet pouzdra	54
9	Návrh kladek.....	55
10	Návrh pojezdových kol.....	56
11	Návrh elektrohydraulického agregátu	57
12	Návrh hydraulického obvodu	58
	Závěr	59
	Seznam použitých zkratk a symbolů	62
	Seznam obrázků.....	66
	Seznam tabulek.....	67
	Výkresová dokumentace.....	67



ÚVOD

Motivací konstrukce zdvihacího manipulačního zařízení je snaha o umožnění a ulehčení manipulace s materiálem. Důraz je kladen především na snížení počtu manipulačních úkonů pracovníka, nebo na umožnění dosahu k těžko dostupným místům. Časté ohýbání a manipulace s těžkým materiálem je nepřijatelná.

Plošina může být vybavena spoustou přídatných zařízení, jako jsou válečkové plošiny, naklápací zařízení apod.

U zdvihacích zařízení požadujeme zabezpečení polohy i při výpadku proudu, nenáročnou údržbu a dlouhou životnost.



CÍL PRÁCE

Cílem této práce je navrhnout mobilní manipulační plošinu, určenou pro manipulaci s materiálem. Materiál bude představovat např. polotovary, výrobky, nářadí, části montážních celků atp., nikoliv však osoby. Pohon bude zprostředkován pomocí elektrohydraulického agregátu. Pojezd plošiny pak pomocí ručního pohonu.

Základní parametry mobilní manipulační plošiny jsou:

maximální hmotnost břemene	300 kg
rozměry plošiny (šířka x délka)	700 x 1500 mm,
pracovní výška (od podlahy)	do 1000 mm

Návrh bude obsahovat technickou zprávu obsahující kritickou rešerši obdobných řešení, koncepci navrženého řešení, návrh jednotlivých komponent, funkční výpočet zařízení a pevnostní výpočty částí zařízení. Dále bude obsahovat výkresovou dokumentaci zahrnující výkres celkové sestavy zařízení a výkres horního rámu.

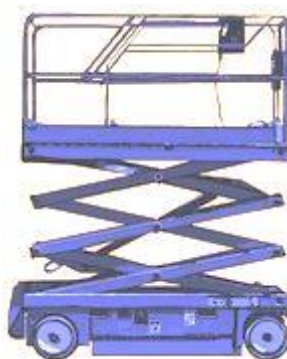


1 TYPY VYRÁBĚNÝCH MANIPULAČNÍCH PLOŠIN

Manipulační plošiny nacházejí uplatnění na místech, kde je potřeba manipulovat s těžkými břemeny, jako jsou sklady, montážní haly apod. Používají se buď k přímé manipulaci s materiálem, nebo k umožnění práce ve výškách.

1.1 ZVEDACÍ PLOŠINA

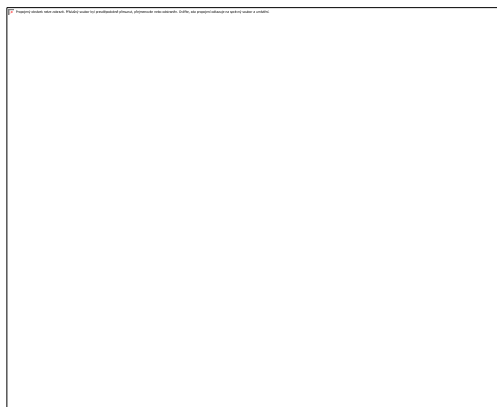
Vhodná pro práci na pevném podkladu, práce ve výškách. Pohon bývá nejčastěji elektrický, napájen bateriemi uloženými ve spodním rámu. Ovládání pojezdu a zdvihu přímo z plošiny pomocí ovládacího panelu



Obr. 1 Zvedací plošina [5]

1.2 NŮŽKOVÝ VOZÍK POJEZDOVÝ S ODNÍMATELNOU PLOŠINOU

Pro manipulaci s materiálem. Zdvih pomocí ručního pohonu – páky. Práce v autoopravnách a dílnách. Nehodí se na stále se opakující zdvihání v krátkém časovém intervalu z důvodu značné námahy obsluhy.



Obr. 2 Nůžkový vozík [6]



1.3 PARALELOGRAMOVÝ HYDRAULICKÝ POJÍZDNÝ PLOŠINOVÝ ZVEDÁK

Plošinový zvedák s paralelogramovou zvedací konstrukcí. Ovládání nožní, pomocí pedálu. Zdvihání menších zátěží - motocyklů.



Obr. 3 Paralelogramový hydraulický zvedák [7]

1.4 JEDNONŮŽKOVÁ ZDVIHACÍ PLOŠINA

Maximální zdvihy jednonůžkových plošin jsou omezeny velikostí a možným rozpětím nůžek nůžkového mechanismu. Velmi stabilní. Vhodné pro plynulé zvedání a spouštění břemen.



Obr. 4 Jednonůžková zdvihací plošina [8]



1.5 VÍCENŮŽKOVÁ ZDVIHACÍ PLOŠINA

Jsou realizovány znásobením nůžkového mechanismu ve vertikálním směru. Dosahují vysokých zdvihů, poměrně dobrá stabilita. Možnost přepravy jak materiálu, tak i osob.



Obr. 5 Vícenůžková zdvihací plošina [9]

1.6 TANDEMOVÁ ZDVIHACÍ PLOŠINA

Jsou realizovány znásobením nůžkového mechanismu v horizontálním směru. Určeny pro zdvihání těžkých břemen. Dobrá stabilita, plynulé spouštění nákladu.



Obr. 6 Tandemová zdvihací plošina [10]



1.7 TELESKOPICKÁ ZDVIHACÍ PLOŠINA

Teleskopická konstrukce. Může manévrovat v úzkých prostorech. Pohon pomocí elektřiny.



Obr. 7 Teleskopická plošina [11]



2 TYPY POHONŮ

2.1 HYDRAULICKÝ POHON – PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR

Přímočarý hydromotor přeměňuje tlakovou energii na energii mechanickou. Je to nejčastější druh pohonu. Mohou být jednočinné nebo dvojčinné.



Obr. 8 Přímočarý hydromotor [12]

2.2 PNEUMATICKÝ POHON – PŘÍMOČARÝ PNEUMOTOR

Stejný princip jako u hydraulického pohonu, ale v tomto případě je nahrazeno kapalně medium plynem. Vhodné pro menší zatížení z důvodu stlačitelnosti plynu.



Obr. 9 Lineární válec [13]



2.3 TLAČNÉ ŘETĚZY

U tlačných řetězů je teoretický zdvih neomezený. Velikou nevýhodou je, že tento zvedací mechanismus je docela složitý a musí se uvažovat s uložením řetězu.



Obr. 10 Tlačný řetěz [14]

2.4 RUČNÍ POHON

Pro zvedání nebo spouštění břemene je použita lidská síla, která je pomocí převodu přenášena na mechanismus, např. pákový nebo klikový.



Obr. 11 Zdvihací stůl s ručním pohonem [15]



3 KONCEPCE ŘEŠENÍ

3.1 TYP MOBILNÍ MANIPULAČNÍ PLOŠINY

Základní parametry:

- maximální hmotnost břemene 300 kg
- rozměry plošiny (šířka x délka) 700x 1500 mm
- pracovní výška 1000 mm

Na základě vstupních parametrů volím způsob zdvihání mobilní manipulační plošiny jednonůžkovým mechanismem. Tento typ volím z důvodu kompaktnosti celého zařízení a dobré stability při maximálním zdvihu. Pro tyto parametry by se hodil i např. mechanismus s tlačnými řetězy, ale tento systém zavrhuji z důvodu nutnosti velkého prostoru pro uložení řetězu, který se pro mobilní plošinu nehodí.

3.1.1 ZÁKLADNÍ RÁM

Spodní (základní) rám volím jako svařenec z normalizovaných profilů a plechů, který ponese nůžkový mechanismus, elektrohydraulický agregát a budou k němu připevněny manipulační kolečka.

Horní plošinu volím též jako svařenec z normalizovaných profilů a plechů.

3.1.2 VEDENÍ POSUVNÝCH RAMEN

TYPY VEDENÍ:

- a) Vedení valivé:
 - velmi nízké tření
 - používá se u většiny nůžkových zdvihacích plošin
 - ložisko má čárový styk, může docházet k otlacení povrchu, po kterém se odvaluje

**b) Vedení kluzné**

- velmi příznivé rozložení zatížení
- nízké tření, je závislé na použité kombinaci materiálů
- náchylnější na čistotu provozu

Pro vedení posuvných ramen volím vedení valivé především z důvodu nízkého tření a menší citlivosti na čistotu prostředí.

3.2 VOLBA POHONU

Pohon volím přímočarý hydromotor, a to z důvodu bezproblémového zvládnutí zatížení, dále umožňuje plynulé zdvihání a spouštění. Přímočaré hydromotory jsou jednočinné nebo dvojčinné. Dávám přednost dvojčinnému před jednočinným (dovoluje jak zdvihání, tak i spouštění), jelikož by se plošina díky své nízké váze nespustila do dolní polohy.

3.2.1 ZPŮSOB ULOŽENÍ HYDROMOTORU

1) OBA KONCE ULOŽENÉ NA NŮŽKOVÉM MECHANISMU

- výhodnější silové působení
- nebezpečí skřípnutí hadic v nůžkovém mechanismu
- krátké pístnice

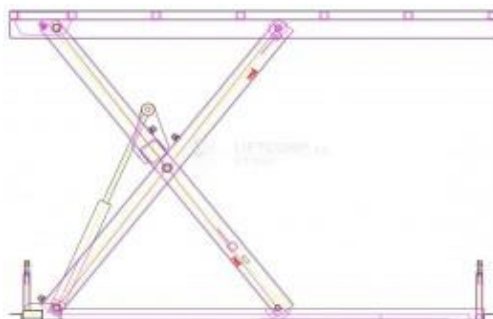


Obr. 12 Uložení obou konců na nůžkovém mechanismu [8]



2) JEDEN KONEC ULOŽENÝ NA RÁMU A DRUHÝ NA NŮŽKOVÉM MECHANISMU

- odstraňuje nebezpečí skřípnutí hadic
- nutné delší pístnice



Obr. 13 Uložení jednoho konce na rámu a druhého na nůžkovém mechanismu [20]

Volím způsob uložení s oběma konci na nůžkovém mechanismu. Beru v úvahu úhel, který bude přímočarý hydromotor svírat. Na něm závisí velikost sil, které budou přímočarý hydromotor zatěžovat při minimálním a maximálním zdvihu. Dále velikost vysunutí pístnice, která ovlivňuje případný vzpěr.

Přímočarý hydromotor bude uchycen pomocí čepů na profilu, který bude přivařen mezi posuvnými rameny a dále na profilu, který bude přivařen k ramenům připojeným k rámu.

3.2.2 POHONNÁ JEDNOTKA

Pohonná jednotka je dána ze zadání a to elektrohydraulický agregát



Obr. 14 Elektrohydraulický agregát OILDYNE série 550 [16]



4 STATICKÉ ŘEŠENÍ MOBILNÍ MANIPULAČNÍ PLOŠINY

Mobilní manipulační plošinu si pro zjednodušení převedu na rovinnou úlohu. Předpokládám, že mobilní pracovní plošina bude symetrická. Nevýhoda tohoto zjednodušení je v zanedbání působení sil kolmých nebo šikmých (ve směru osy z), které mohu za provozu vznikat (při manipulaci s nákladem). Přímočarý hydromotor bude taktéž symetricky uložen. Odpor proti pohybu způsobený čepovým třením a valivým odporem zanedbávám.

4.1 VOLBA ZATÍŽENÍ PRO VÝPOČET

Při návrhu zatížení mobilní manipulační plošiny postupuji podle normy ČSN EN 1570-1. Tato norma přímo neudává postup, jak zvolit příslušný způsob zatížení, pouze udává, že stůl musí být stabilní ve všech stavech plošiny, za klidu i pohybu.

4.1.1 VOLBA VELIKOSTI ZATÍŽENÍ

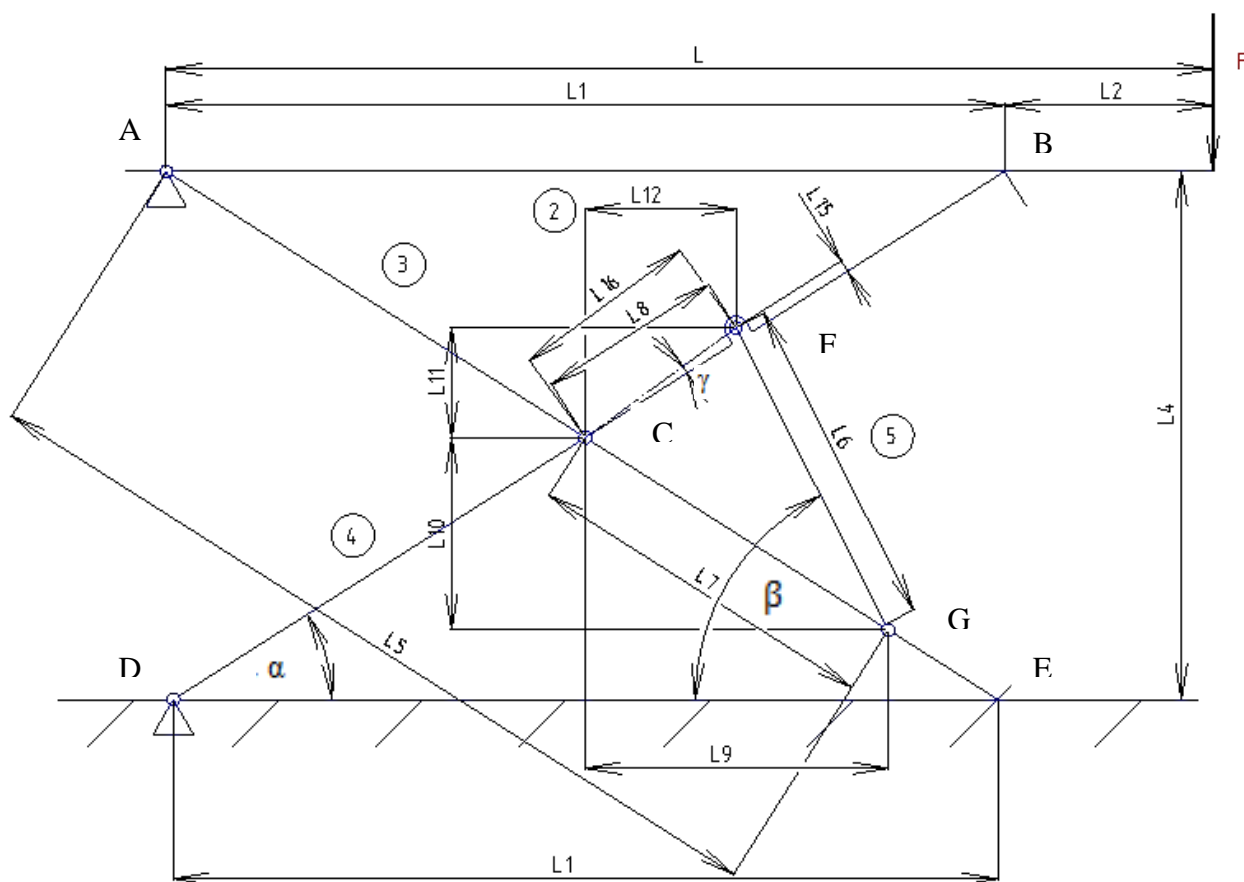
Maximální hmotnost břemene je 300 kg. Hmotnost manipulační plošiny odhaduji na 150 kg. Velikost zatížení mobilní manipulační plošiny volím $F=4500$ N.

4.1.2 VOLBA UMÍSTĚNÍ ZATÍŽENÍ

Zatěžující sílu F umístuji do nejméně příznivé polohy na stole a to na pravý volný konec.



4.2 ROZMĚRY MOBILNÍ MANIPULAČNÍ PLOŠINY



Obr. 15 Schéma nůžkového mechanismu

ZVOLENÉ ROZMĚRY:

$$L = 1500 \text{ mm} \quad (1)$$

$$L4 = 1000 \text{ mm} \quad (2)$$

$$L4_{min} = 219 \text{ mm} \quad (3)$$

$$L5 = 1400 \text{ mm} \quad (4)$$

$$L7 = 600 \text{ mm} \quad (5)$$

$$L8 = 147 \text{ mm} \quad (6)$$

$$L15 = 31 \text{ mm} \quad (7)$$



DOPOČÍTANÉ ROZMĚRY

$$\alpha_{min} = 9^\circ \quad (8)$$

$$\alpha_{max} = 25^\circ \quad (9)$$

$$\gamma = \tan\left(\frac{L15}{L8}\right) = 11.9^\circ \quad (10)$$

$$L1 = L5 \cdot \cos(\alpha) = 1269 \text{ mm} \quad (11)$$

$$L2 = L - L1 = 231 \text{ mm} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} L6 &= \sqrt{(L7 + L15)^2 + L8^2 - 2 \cdot (L7 + L15) \cdot L8 \cdot \cos((2 \cdot \alpha) + \gamma)} \\ &= 508.87 \text{ mm} \end{aligned} \quad (13)$$

$$L9 = L7 \cdot \cos(\alpha) = 592.61 \text{ mm} \quad (14)$$

$$L10 = L7 \cdot \sin(\alpha) = 93.86 \text{ mm} \quad (15)$$

$$L11 = L16 \cdot \sin(\alpha + \gamma) = 53.59 \text{ mm} \quad (16)$$

$$L12 = L16 \cdot \cos(\alpha + \gamma) = 140.35 \text{ mm} \quad (17)$$

$$L13 = L6 \cdot \cos(\beta) = 487.04 \text{ mm} \quad (18)$$

$$L14 = L6 \cdot \sin(\beta) = 147.45 \text{ mm} \quad (19)$$

$$L16 = \sqrt{L15^2 + L8^2} = 150.23 \text{ mm} \quad (20)$$

$$\beta = \sin\left(\frac{L10 + L11}{L6}\right) = 16.84^\circ \quad (21)$$

$$\gamma = \tan\left(\frac{L15}{L8}\right) = 11.9^\circ \quad (22)$$

4.3 URČENÍ POHYBLIVOSTI MECHANISMU

Počet stupňů volnosti určím z rovnice

$$i = i_v \cdot (n - 1) - \left(\sum \xi_1 - \eta\right) = 3 \cdot (5 - 1) - (12 + 0) = 0^\circ \text{ volnosti} \quad (23)$$

i_v - počet stupňů volnosti volného tělesa

n - počet členů soustavy

$\sum \xi_1$ - počet stupňů volnosti odebraných vazbami



η - počet omezených deformačních parametrů

Soustava má 0° volnosti, tudíž je uložena nepohyblivě

4.4 STATICKÝ ROZBOR

4.4.1 POČET NEZNÁMÝCH PARAMETRŮ

$$NP = \{F_{Ax}, F_{Ay}, F_B, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Gx}, F_{Gy}, F_E, F_{Fx}, F_{Fy}, F_{Dx}, F_{Dy}\}$$

$$\mu = \mu_F + \mu_M = 12 + 0 = 12 \quad (24)$$

μ_F - počet neznámých parametrů silových

μ_M - počet neznámých parametrů momentových

4.4.2 POČET POUŽITELNÝCH PODMÍNEK STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\nu = \nu_F + \nu_M = 4 \cdot 2 + 4 \cdot 1 = 12 \quad (25)$$

4.4.3 PODMÍNKA STATICKÉ URČITOSTI

$$\mu = \nu$$

$$\mu_M + \mu_r \leq \nu_M$$

$$0 + 0 \leq 4 \quad (26)$$

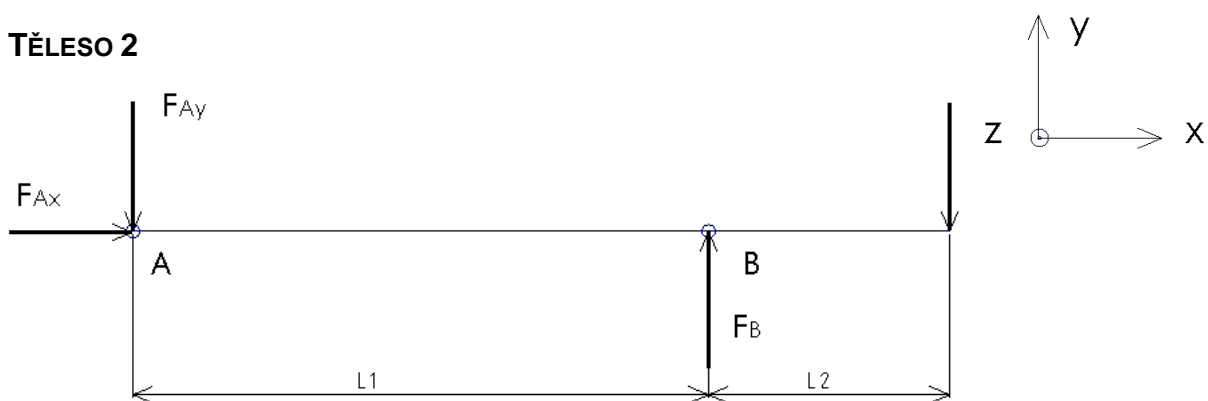
μ_r - počet neznámých poloh působení sil

Soustava těles splňuje podmínku statické určitosti a tudíž je staticky určitá.



4.5 KINEMATICKÝ ROZBOR

4.5.1 TĚLESO 2



Obr. 16 Úplné uvolnění tělesa 2

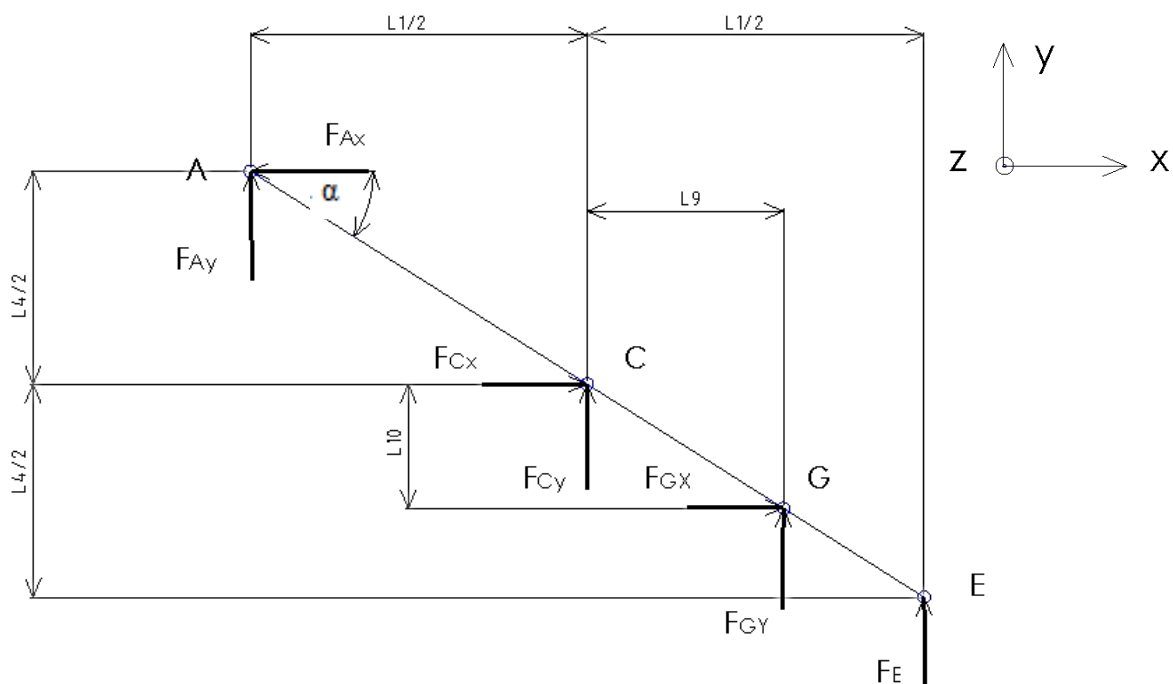
Rovnice statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} = 0 \quad (27)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Ay} + F_B - F = 0 \quad (28)$$

$$\sum M_{z_A} = 0 \quad F_B \cdot L1 - F \cdot (L1 + L2) = 0 \quad (29)$$

4.5.2 TĚLESO 3



Obr. 17 Úplné uvolnění tělesa 3



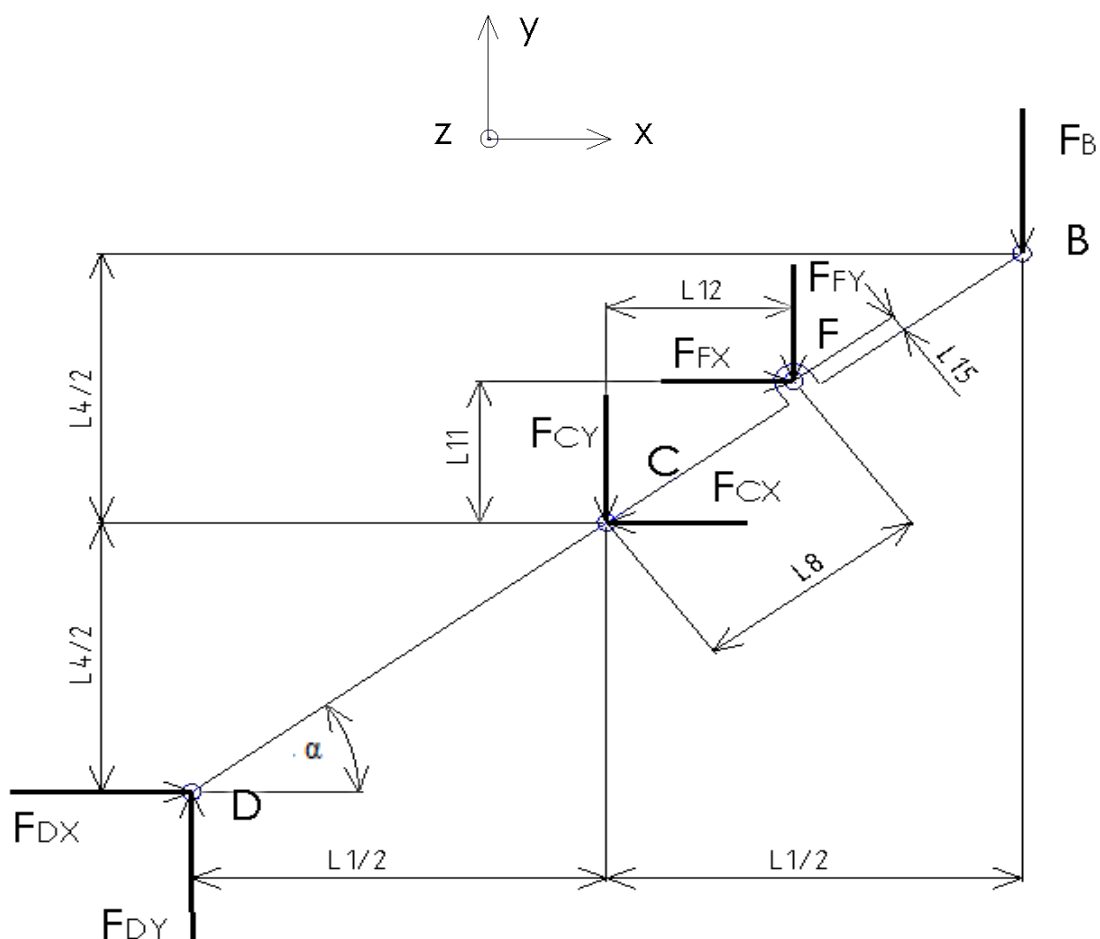
Rovnice statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Ax} + F_{Cx} + F_{Gx} = 0 \quad (30)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{Cy} + F_{Gy} + F_E = 0 \quad (31)$$

$$\sum M_{z_C} = 0 \quad F_{Ax} \cdot \frac{L4}{2} - F_{Ay} \cdot \frac{L1}{2} + F_{Gx} \cdot L10 + F_{Gy} \cdot L9 + F_E \cdot \frac{L1}{2} = 0 \quad (32)$$

4.5.3 TĚLESO 4



Obr. 18 Úplné uvolnění tělesa 4



Rovnice statické rovnováhy

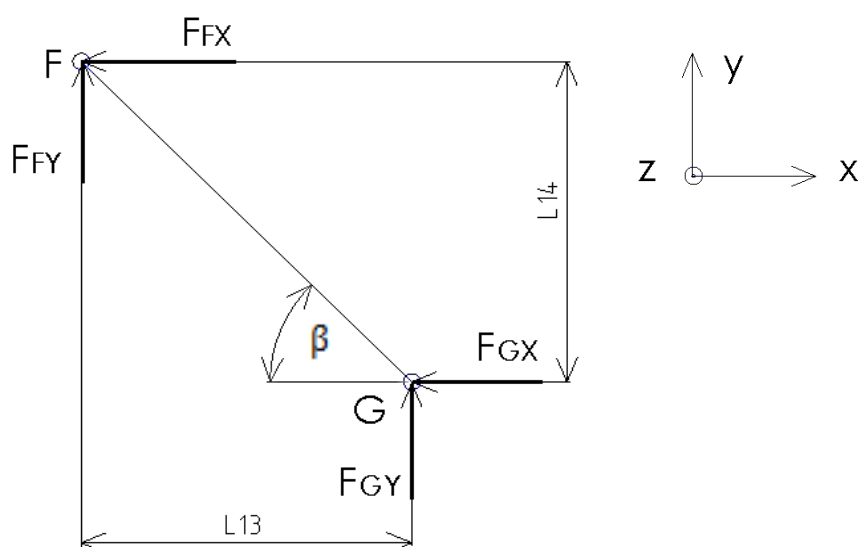
$$\sum F_x = 0 \quad F_{Fx} - F_{Cx} + F_{Dx} = 0 \quad (33)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_B - F_{Cy} - F_{Fy} + F_{Dy} = 0 \quad (34)$$

$$\sum M_{z_C} = 0 \quad -F_B \cdot \frac{L1}{2} - F_{Fy} \cdot L12 - F_{Dy} \cdot \frac{L1}{2} + F_{Dx} \cdot \frac{L4}{2} - F_{Fx} \cdot L11 = 0 \quad (35)$$

$$(36)$$

4.5.4 TĚLESO 5



Obr. 19 Úplné uvolnění tělesa 4

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Fx} - F_{Gx} = 0 \quad (37)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Fy} - F_{Gy} = 0 \quad (38)$$

$$\sum M_{z_G} = 0 \quad F_{Fx} \cdot L14 - F_{Fy} \cdot L13 = 0 \quad (39)$$



4.5.5 ŘEŠENÍ ROVNIC

Úplným uvolněním těles 2 až 5 a sepsáním rovnic silové a momentové rovnováhy jsem získal 12 rovnic o 12 neznámých. Pro jejich řešení jsem použil program Mathcad.

Matice M_1 představuje čtvercovou matici 13x13, kde jsou sepsány levé strany rovnic. Matice c charakterizuje sloupcovou matici 13x1, která obsahuje pravé strany rovnic.

Matice je zapsána ve tvaru

$$K = M_1^{-1} \cdot c \quad (40)$$

$$M_1 := \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & L_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -(L_1 + L_2) \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{L_4}{2} & \frac{-L_1}{2} & 0 & 0 & 0 & L_{10} & L_9 & \frac{L_1}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-L_1}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_{11} & -L_{12} & \frac{L_4}{2} & \frac{-L_1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & L_{14} & -L_{13} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad c := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 4500 \end{pmatrix}$$

	0
0	0
1	381.528
2	$4.882 \cdot 10^3$
3	$-1.045 \cdot 10^4$
4	$1.643 \cdot 10^3$
5	$1.045 \cdot 10^4$
6	$-6.906 \cdot 10^3$
7	$4.882 \cdot 10^3$
8	$-1.045 \cdot 10^4$
9	$-6.906 \cdot 10^3$
10	0
11	-381.926
12	$4.5 \cdot 10^3$

$K =$

$$F_{Ax} := K_0 = 0$$

$$F_{Ay} := K_1 = 381.528$$

$$F_B := K_2 = 4.882 \times 10^3$$

$$F_{Cx} := K_3 = -1.045 \times 10^4$$

$$F_{Cy} := K_4 = 1.643 \times 10^3$$

$$F_{Gx} := K_5 = 1.045 \times 10^4$$

$$F_{Gy} := K_6 = -6.906 \times 10^3$$

$$F_E := K_7 = 4.882 \times 10^3$$

$$F_{Fx} := K_8 = -1.045 \times 10^4$$

$$F_{Fy} := K_9 = -6.906 \times 10^3$$

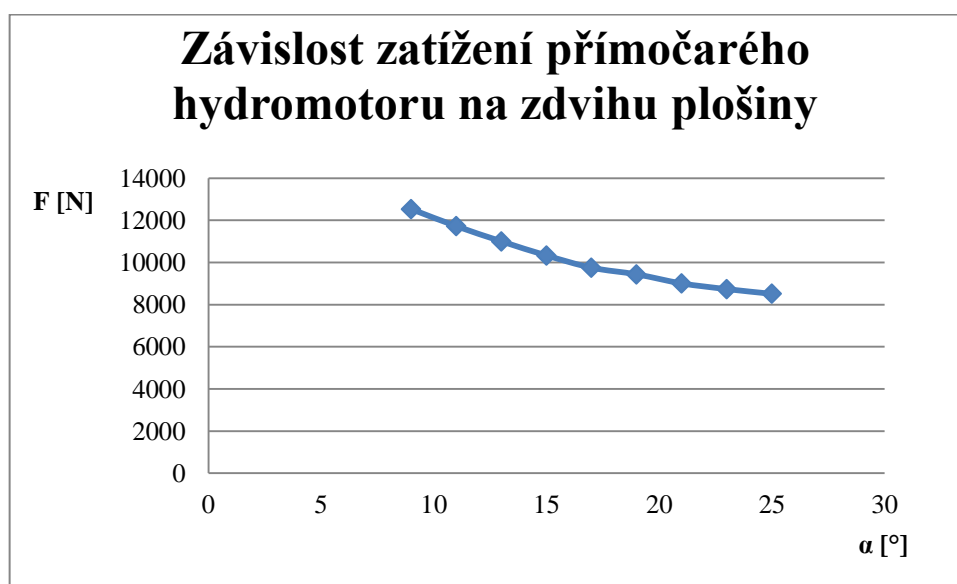
$$F_{Dx} := K_{10} = 0$$

$$F_{Dy} := K_{11} = -381.926$$

$$F_{\omega} := K_{12} = 4.5 \times 10^3$$


TABULKA VYPOČTENÝCH HODNOT SIL PŘI MINIMÁLNÍM A MAXIMÁLNÍM ZDVIHU
Tab. 1 Tabulka vypočtených hodnot

Minimální zdvih		Maximální zdvih	
Síla	Velikost [N]	Síla	Velikost [N]
F_{Ax}	0	F_{Ax}	0
F_{Ay}	381.5	F_{Ay}	819.9
F_B	4882	F_B	5320
F_{Cx}	-10450	F_{Cx}	-4385
F_{Cy}	1643	F_{Cy}	1155
F_{Gx}	10450	F_{Gx}	4385
F_{Gy}	-6906	F_{Gy}	-7295
F_E	4882	F_E	5320
F_{Fx}	-10450	F_{Fx}	-4385
F_{Fy}	-6906	F_{Fy}	-7295
F_{Dx}	0	F_{Dx}	0
F_{Dy}	-381.5	F_{Dy}	-819.9

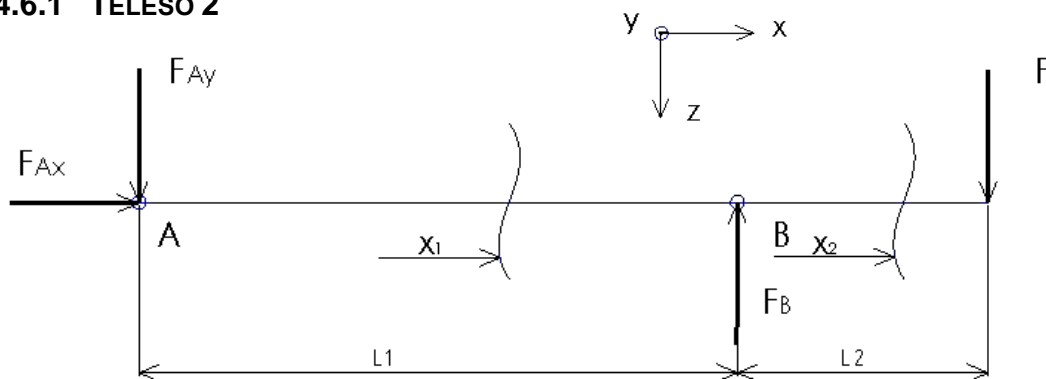

Obr. 20 Graf závislosti zatížení na zdvihu



4.6 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Výsledné vnitřní účinky řeším pomocí programu Mathcad.

4.6.1 TĚLESO 2



Obr. 21 Silové zatížení tělesa 2

$$x_1 = (0..L1)$$

$$N = 0 \quad (41)$$

$$T_z = -F_{Ay} \quad (42)$$

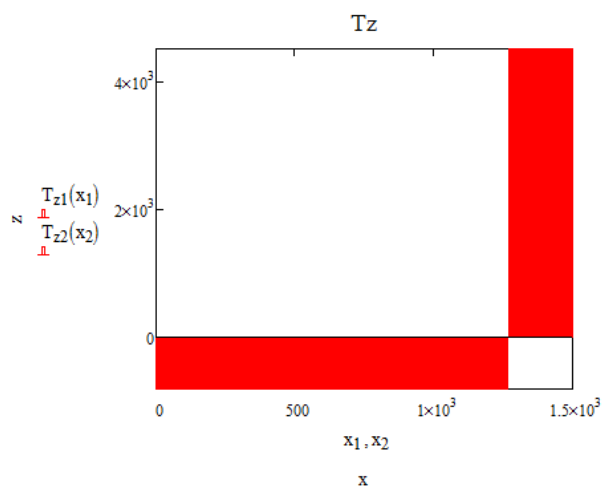
$$M_{oy}(x_1) = -F_{Ay} \cdot x_1 \quad (43)$$

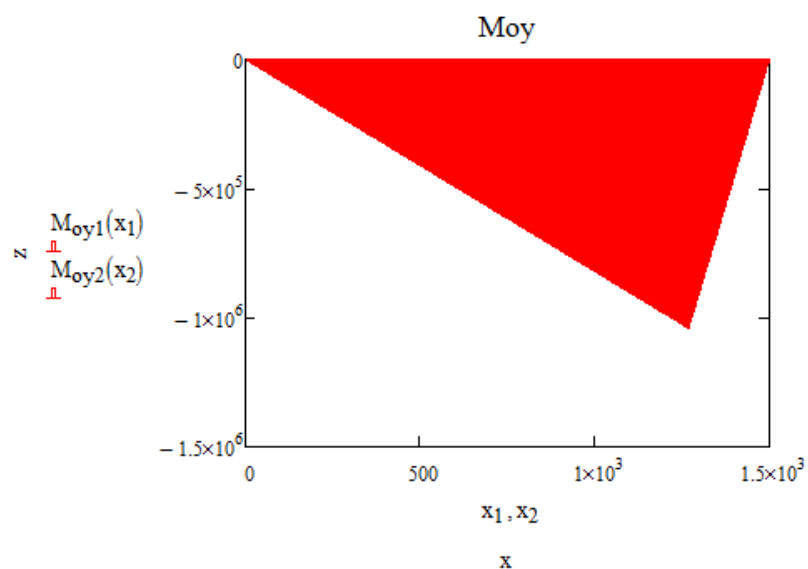
$$x_2 = (L1..L1 + L2)$$

$$N = 0 \quad (44)$$

$$T_z = -F_{Ay} + F_B \quad (45)$$

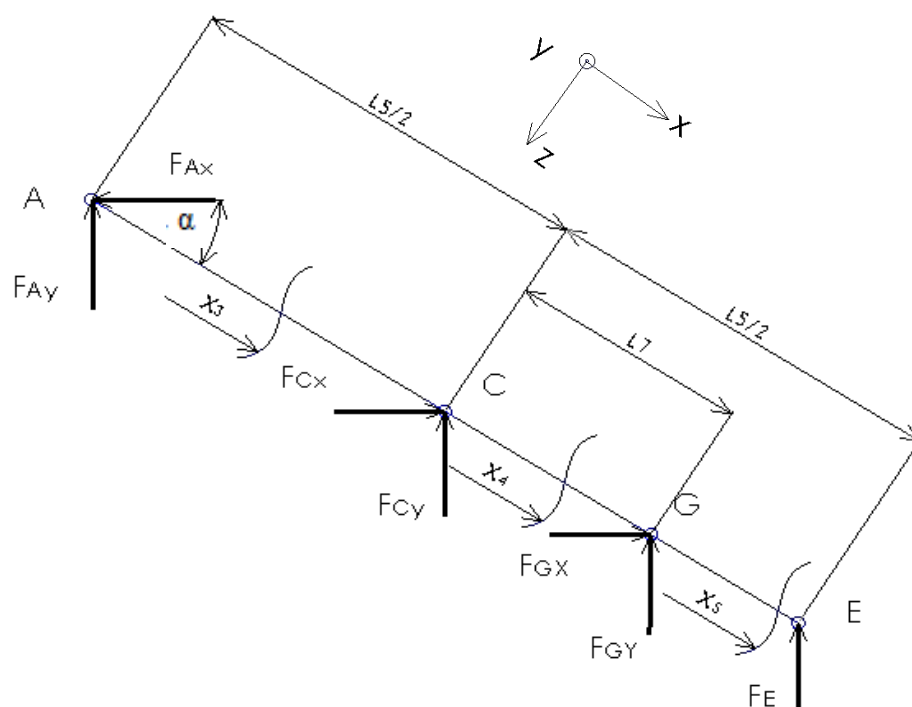
$$M_{oy}(x_2) = -F_{Ay} \cdot x_2 + F_B \cdot (x_2 - L1) \quad (46)$$





Obr. 22 VVÚ tělesa 2

4.6.2 TĚLESO 3



Obr. 23 Silové zatížení tělesa 3



$$x_3 = \left(0 \dots \frac{L5}{2}\right)$$

$$N = F_{Ay} \cdot \sin(\alpha) + F_{Ax} \cdot \cos(\alpha) \quad (47)$$

$$T_z = -F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) - F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) \quad (48)$$

$$M_{oy}(x_3) = F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_3 - F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_3 \quad (49)$$

$$x_4 = \left(\frac{L5}{2} \dots \frac{L5}{2} + L7\right)$$

$$N = F_{Ay} \cdot \sin(\alpha) + F_{Ax} \cdot \cos(\alpha) + F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) - F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) \quad (50)$$

$$T_z = -F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) - F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) - F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \quad (51)$$

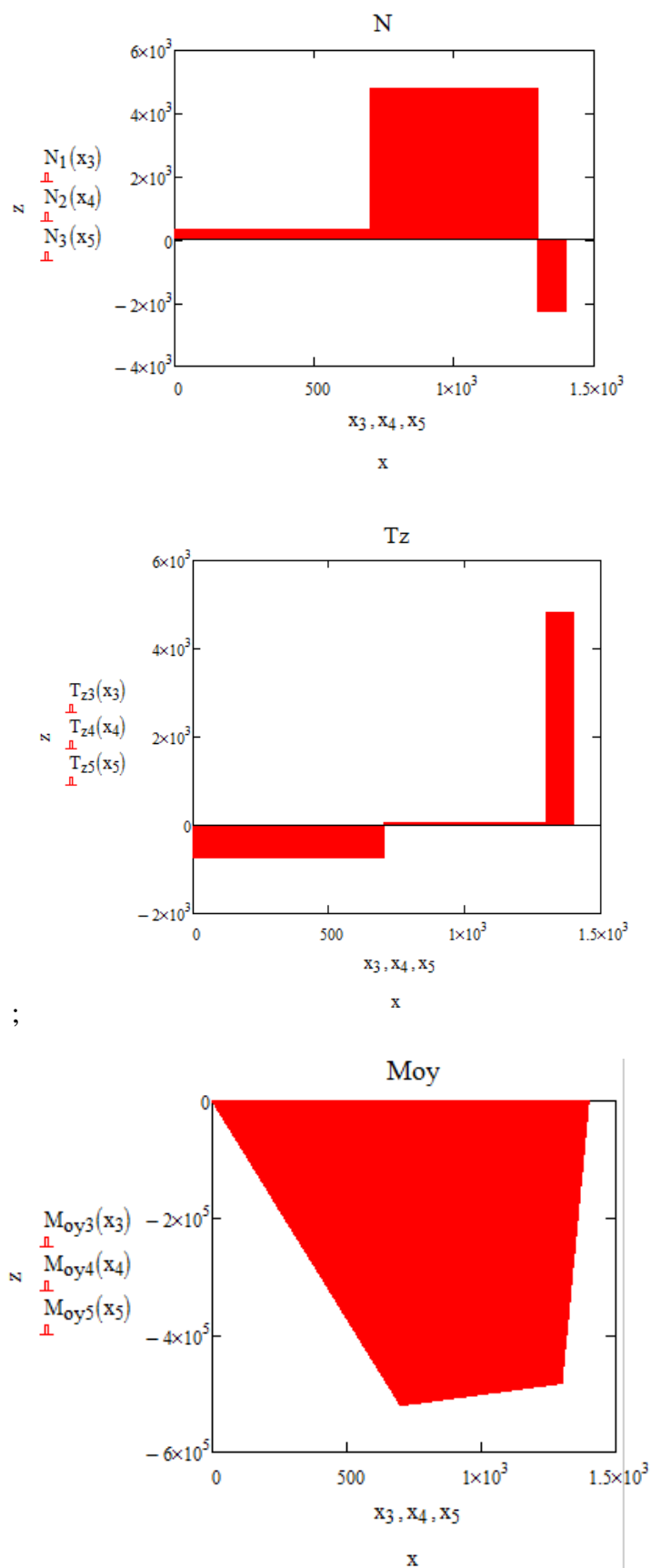
$$M_{oy}(x_4) = F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_4 - F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_4 + F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot \left(x_4 - \frac{L5}{2}\right) + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot \left(x_4 - \frac{L5}{2}\right) \quad (52)$$

$$x_5 = \left(\frac{L5}{2} + L7 \dots L5\right)$$

$$N = F_{Ay} \cdot \sin(\alpha) + F_{Ax} \cdot \cos(\alpha) + F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) - F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) + F_{Gy} \cdot \sin(\alpha) - F_{Gx} \cdot \cos(\alpha) \quad (53)$$

$$T_z = -F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) - F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) - F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) - F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) + F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) \quad (54)$$

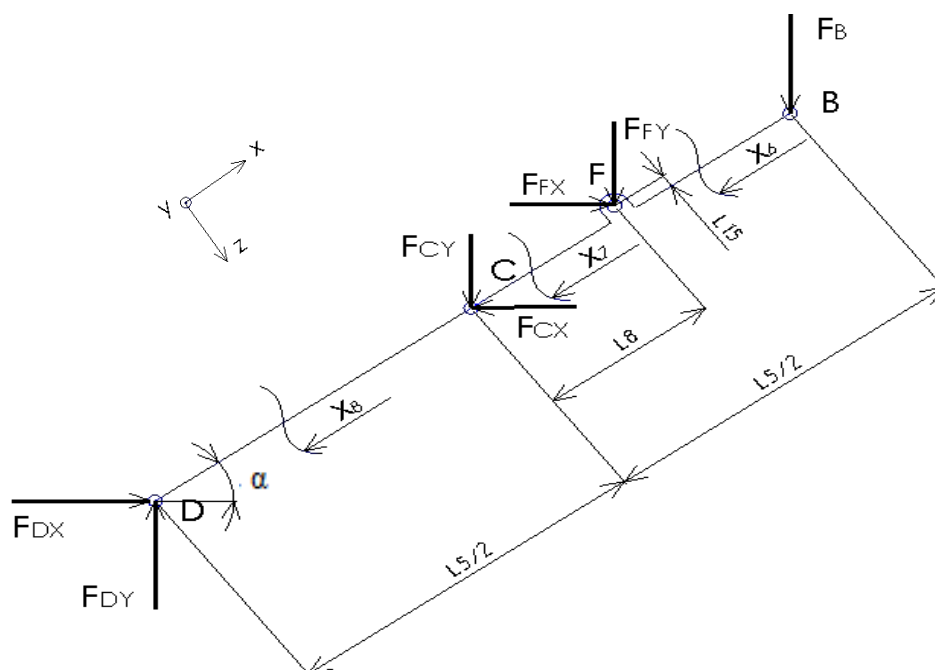
$$M_{oy}(x_5) = F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) \cdot x_5 - F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_5 + F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot \left(x_5 - \frac{L5}{2}\right) + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \cdot \left(x_5 - \frac{L5}{2}\right) + F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) \cdot \left(x_5 - \left(L7 + \frac{L5}{2}\right)\right) + F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) \cdot \left(x_5 - \left(L7 + \frac{L5}{2}\right)\right) \quad (55)$$



Obr. 24 VVÚ tělesa 3



4.6.3 TĚLESO 4



Obr. 25 Silové zatížení tělesa 4

$$x_6 = \left(0 \cdot \frac{L5}{2} - L8\right)$$

$$N = F_B \cdot \sin(\alpha) \quad (56)$$

$$T_z = -F_B \cdot \cos(\alpha) \quad (57)$$

$$M_{oy}(x_6) = -F_B \cdot \cos(\alpha) \cdot x_6 \quad (58)$$

$$x_7 = \left(\frac{L5}{2} - L8 \cdot \frac{L5}{2}\right)$$

$$N = F_B \cdot \sin(\alpha) + F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) - F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) \quad (59)$$

$$T_z = -F_B \cdot \cos(\alpha) - F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) - F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) \quad (60)$$

$$\begin{aligned} M_{oy}(x_7) = & -F_B \cdot \cos(\alpha) \cdot x_7 - F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) \cdot \left(x_7 - \left(\frac{L5}{2} - L8\right)\right) - F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) \\ & \cdot \left(x_7 - \left(\frac{L5}{2} - L8\right)\right) + F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) \cdot L15 - F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) \cdot L15 \end{aligned} \quad (61)$$

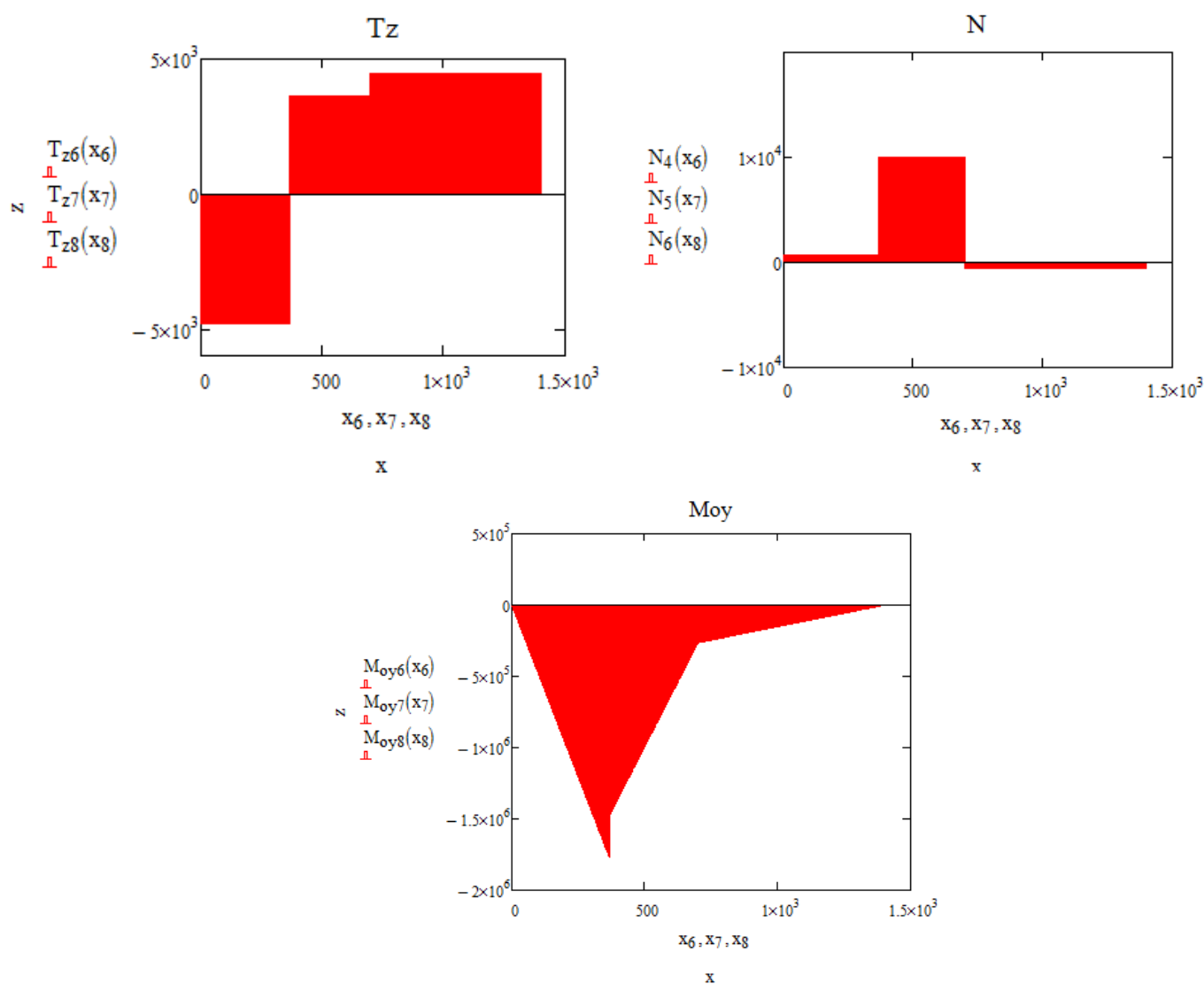


$$x_8 = \left(\frac{L5}{2} \dots L5\right)$$

$$N = F_B \cdot \sin(\alpha) + F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) - F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) - F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) + F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) \quad (62)$$

$$T_z = -F_B \cdot \cos(\alpha) - F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) - F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) - F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \quad (63)$$

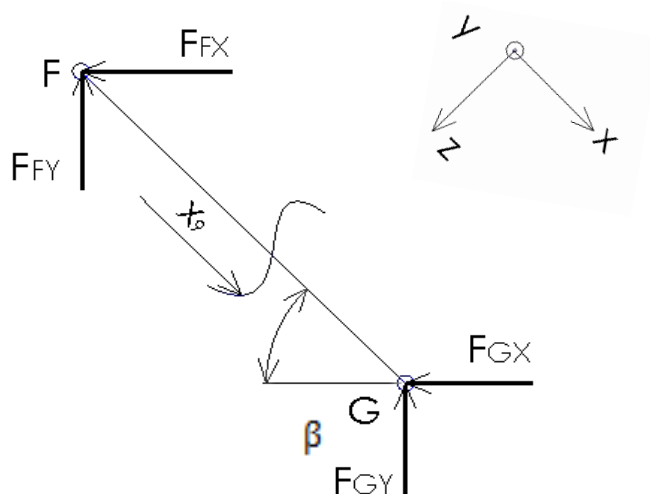
$$\begin{aligned} M_{oy}(x_8) = & -F_B \cdot \cos(\alpha) \cdot x_8 - F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) \cdot \left(x_8 - \left(\frac{L5}{2} - L8\right)\right) - F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) \\ & \cdot \left(x_8 - \left(\frac{L5}{2} - L8\right)\right) - F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) \cdot \left(x_8 - \frac{L5}{2}\right) + F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) \\ & \cdot \left(x_8 - \frac{L5}{2}\right) + F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) \cdot L15 - F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) \cdot L15 \end{aligned} \quad (64)$$



Obr. 26 VVÚ tělesa 4



4.6.4 TĚLESO 5



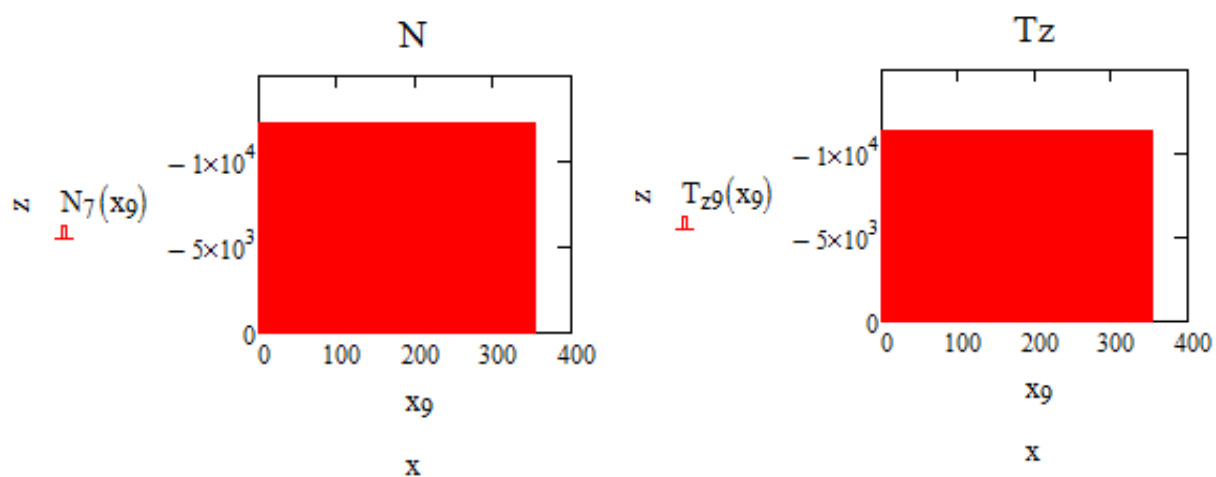
Obr. 27 Silové zatížení tělesa 5

$$x_8 = (0..L6)$$

$$N = F_{Fx} \cdot \cos(\beta) + F_{Fy} \cdot \sin(\beta) \quad (65)$$

$$T_z = F_{Fx} \cdot \sin(\beta) + F_{Fy} \cdot \cos(\beta) \quad (66)$$

$$M_{oy}(x_8) = 0 \quad (67)$$



Obr. 28 VVÚ tělesa 5



4.6.5 MAXIMÁLNÍ VÝSLEDNÉ SMYKOVÉ SÍLY V JEDNOTLIVÝCH BODECH

Výsledná smyková síla v bodě A

$$T_{SA} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{0^2 + 819.9^2} = 819.9 \text{ N} \quad (68)$$

Výsledná smyková síla v bodě B

$$T_{SB} = \sqrt{F_B^2} = \sqrt{5320^2} = 5320 \text{ N} \quad (69)$$

Výsledná smyková síla v bodě C

$$T_{SC} = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(-10450)^2 + 1643^2} = 10579.4 \text{ N} \quad (70)$$

Výsledná smyková síla v bodě D

$$T_{SD} = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{0^2 + (-381.5)^2} = 381.5 \text{ N} \quad (71)$$

Výsledná smyková síla v bodě E

$$T_{SE} = \sqrt{F_E^2} = \sqrt{5320^2} = 5320 \text{ N} \quad (72)$$

Výsledná smyková síla v bodě F

$$T_{SF} = \sqrt{F_{Fx}^2 + F_{Fy}^2} = \sqrt{(-10450)^2 + (-6906)^2} = 12525.8 \text{ N} \quad (73)$$

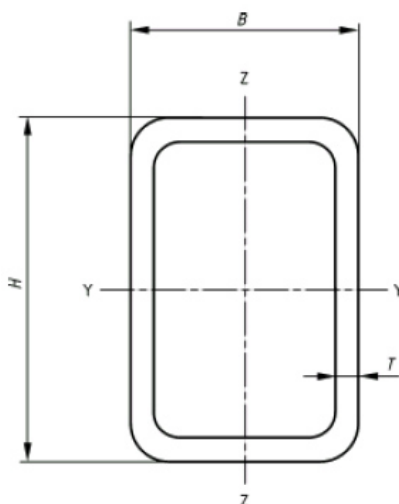
Výsledná smyková síla v bodě G

$$T_{SG} = \sqrt{F_{Gx}^2 + F_{Gy}^2} = \sqrt{10450^2 + (-6906)^2} = 12525.8 \text{ N} \quad (74)$$



5 VOLBA PROFILU NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Profil ramen nůžkového mechanismu volím uzavřený, svařovaný, obdélníkový profil z katalogu firmy Feron, a.s. [17]. Tento profil je z materiálu S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1, který odpovídá starému značení 11 375. Dovolené napětí pro tento materiál při bezpečnosti 1.5 až 2 je dle [2] $\sigma_{oDov} = 70\text{--}105\text{ MPa}$.



Obr. 29 Průřez profilu [17]

Požadované rozměry profilu získám z ohybové rovnice

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oDov} \quad (75)$$

σ_o - ohybové napětí [MPa]

M_o - ohybový moment [N·m]

W_o - modul průřezu v ohybu [mm³]

Z rovnice (73) vyjádřím W_o . Za ohybový moment dosazuji maximální ohybový moment, který vyšel na rameni nůžkového mechanismu a to na tělese 3.

$M_{o\max} = 1.765 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Dovolené napětí volím $\sigma_{oDov} = 70 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování pro bezpečnost 1.5 až 2.

$$W_o = \frac{M_o}{\sigma_{oDov}} = \frac{1.765 \cdot 10^6}{70} = 25214 \text{ mm}^3 \quad (76)$$

Volím z katalogu firmy Feron, a.s. [17] uzavřený, svařovaný, obdélníkový profil 100x50x4, který má modul průřezu 26830 mm³.



5.1 KONTROLA PROFILU VŮČI ZTRÁTĚ VZPĚRNÉ STABILITY

Profil kontroluji mezi body C a G, a mezi body D a C, tedy v místech, kde působí největší normální zatížení. Pokud profil vyhoví kontrole vůči vzpěrné stabilitě v těchto místech, vyhoví i ostatní místa.

5.1.1 KONTROLA TĚLESA 3 MEZI BODY C A G

ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{I_{min}}{S_n}}} = \frac{600}{\sqrt{\frac{44.95}{10.95}}} = 29.61 \quad (77)$$

l – délka prutu - $L7 = 600$ mm

I_{min} – minimální kvadratický moment průřezu - $I_{min} = 44.95 \text{ cm}^4$ [17]

S_n – plocha průřezu - $S_n = 10.95 \text{ cm}^2$ [17]

KRITICKÁ ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda_{kr} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^5}{215}} = 98.18 \quad (78)$$

α - součinitel závislý na typu uložení - pro nosníky uložené na obou koncích v kloubových vazbách je $\alpha = \pi$

E – modul pružnosti – pro ocel $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ [2]

R_e – mez kluzu v tahu pro materiál S235JRH $R_e = 215 \text{ MPa}$ [2]

$\lambda < \lambda_{kr}$ – ztráta vzpěrné stability nenastane, kontroluji prut pouze na tlak

KONTROLA NA TLAK

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{N_4}{S_n \cdot 10^2} = \frac{12100}{10.95 \cdot 10^2} = 11.05 \text{ MPa} \quad (79)$$

$\sigma < \sigma_{Dov}$ **Vyhovuje**

N_4 – maximální normální zatížení v prutu - $N_4 = 12100 \text{ N}$

S_n – plocha průřezu - $S_n = 10.95 \text{ cm}^2$ [17]

σ_{Dov} – dovolené napětí v tlaku pro materiál S235JRH - $\sigma_{Dov} = 45 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování



5.1.2 KONTROLA TĚLESA 4 MEZI BODY D A C

ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{I_{min}}{S_n}}} = \frac{700}{\sqrt{\frac{44.95}{10.95}}} = 34.55 \quad (80)$$

l – délka prutu – $L5/2 = 700$ mm

I_{min} – minimální kvadratický moment průřezu - $I_{min} = 44.95 \text{ cm}^4$ [17]

S_n – plocha průřezu - $S_n = 10.95 \text{ cm}^2$ [17]

KRITICKÁ ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda_{kr} = \alpha_s \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2.1 \cdot 10^5}{215}} = 98.18 \quad (81)$$

α_s - součinitel závislý na typu uložení - pro nosníky uložené na obou koncích v kloubových vazbách je $\alpha = \pi$

E – modul pružnosti – pro ocel $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ [2]

R_e – mez kluzu v tahu pro materiál S235JRH $R_e = 215 \text{ MPa}$ [2]

$\lambda < \lambda_{kr}$ – ztráta vzpěrné stability nenastane, kontroluji prut pouze na tlak

KONTROLA NA TLAK

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{N_4}{S_n \cdot 10^2} = \frac{11450}{10.95 \cdot 10^2} = 10.46 \text{ MPa} < 45 \text{ MPa} \quad (82)$$

$\sigma < \sigma_{Dov}$ **Vyhovuje**

N_4 – maximální normální zatížení v prutu - $N_4 = 11450 \text{ N}$

S_n – plocha průřezu - $S_n = 10.95 \text{ cm}^2$ [17]

σ_{Dov} – dovolené napětí v tlaku pro materiál S235JRH - $\sigma_{Dov} = 45 \text{ MPa}$ [2]

Mechanismus **vyhovuje** vůči ztrátě vzpěrné stability.

6 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Přímočarý hydromotor bude zatěžovat výsledná síla v bodech uložení F a G. Velikost této síly závisí na zdvihu mechanismu, tedy na úhlu α . Největší síla bude působit na hydromotor ve spuštěné poloze, tedy při minimální hodnotě úhlu α .

Minimální průměr pístu přímočarého hydromotoru vypočítám z rovnice

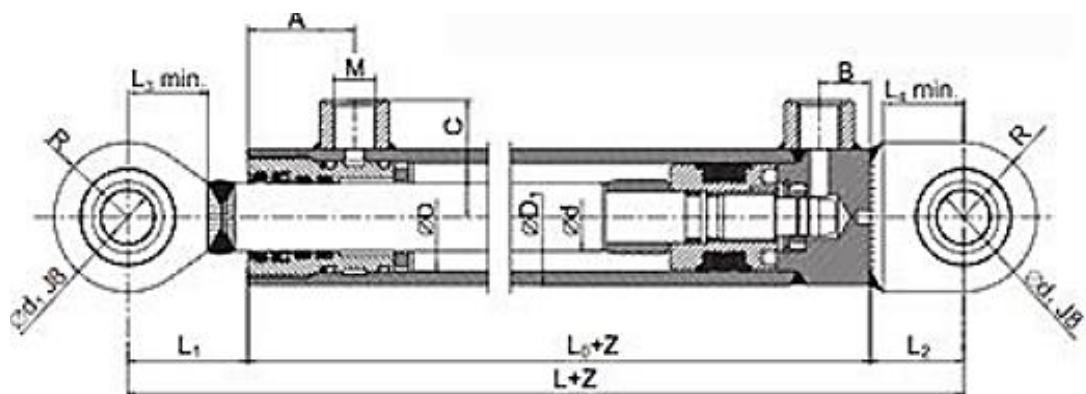
$$d_{PH} = \sqrt{\frac{k \cdot 4 \cdot T_{SF}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{1.52 \cdot 4 \cdot 12525.8}{\pi \cdot 16}} = 38.92 \text{ mm} \quad (83)$$

k – součinitel bezpečnosti podle normy ČSN EN 1570-1. $k = 1.52$

T_{SF} – výsledná síla v bodě F při minimální hodnotě zdvihu - $T_{SF} = 12525.8 \text{ N}$

p – provozní tlak přímočarého hydromotoru - $p = 16 \text{ MPa}$ [18]

Volím dvojčinný přímočarý hydromotor od firmy HADRAULICS s.r.o. ze série ZH1. Pístnici na vzpěrnou stabilitu nekontroluji, zdvih se nachází v doporučeném rozsahu udávaném výrobcem. Pro tento typ je doporučený zdvih max. 260 mm [18]



Obr. 30 Přímočarý hydromotor [18]

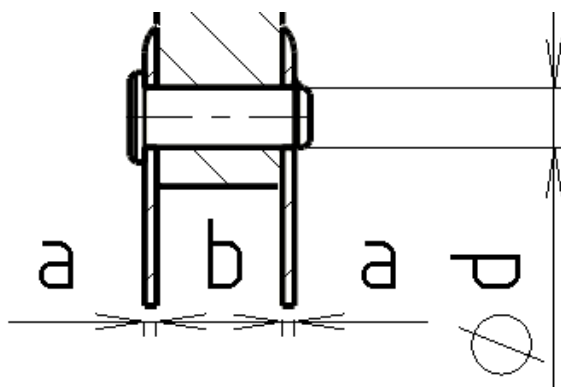
Parametry hydromotoru

vnitřní průměr	50 mm
průměr pístnice	25 mm
zdvih	75 mm
průměr oka pístní tyče	25 mm



7 VOLBA ČEPŮ

Při návrhu čepů budu vycházet z rovnice pro namáhání na stříh. Z ní vypočítám potřebné průměry a provedu kontrolu na ohyb a otláčení. Čepy vybírám z [2] ČSN EN 22341 z materiálu E 295 (11 500).



Obr. 31 Uložení čepu v bodech A a D

7.1 ULOŽENÍ V BODECH A A D

Tyto body spojují buď nůžkový mechanismus s horním stolem, nebo nůžkový mechanismus se základním rámem. Táhlo v tomto případě představuje horní nebo spodní stůl, vidlici realizuje profil nůžkového mechanismu

7.1.1 NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU

Vycházím z rovnice pro namáhání na stříh

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot T_{SB}}{2 \cdot \pi \cdot d_{AD}^2} \leq \tau_{Dov} \quad (84)$$

$$d_{AD} = \sqrt{\frac{2 \cdot T_{SB}}{\pi \cdot \tau_{SDov}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5320}{\pi \cdot 55}} = 7.84 \text{ mm} \quad (85)$$

2 – počet průřezů

T_{SB} - výsledná zatěžující síla v bodě B při maximálním zatížení ve zdvihnuté poloze – volím sílu v bodě B kvůli bezpečnosti z rovnice 69

τ_{SDov} – dovolené napětí ve smyku pro materiál 11 500 je $\tau_{SDov} = 55 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování

čepy v bodech A a D volím průměr **20 mm**



7.1.2 KONTROLA ČEPU NA OHYB

Rovnice pro namáhání na ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oDov} \quad (86)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{T_{sB}}{8} \cdot 2 \cdot (a + b)}{\frac{\pi \cdot d_{AD}^3}{4}} = \frac{\frac{5320}{8} \cdot 2 \cdot (4 + 42)}{\frac{\pi \cdot 20^3}{4}} = 8.93 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa} \quad (87)$$

Vyhovuje

σ_{oDov} – dovolené napětí v ohybu pro materiál 11 500 je $\sigma_{oDov} = 70 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování

T_{sB} - výsledná zatěžující síla v bodě B při maximálním zatížení ve zdvihnuté poloze – volím sílu v bodě B kvůli bezpečnosti z rovnice 69

a – šířka vidlice – $a = 4 \text{ mm}$

b – šířka táhla - $b = 42 \text{ mm}$

d_{AD} – zvolený průměr čepu podle rovnice 46

7.1.3 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

Rovnice pro namáhání na tlak

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad (88)$$

Tlak ve vidlici

$$p = \frac{F}{S} = \frac{T_{sB}}{2 \cdot a \cdot d_{AD}} = \frac{5320}{2 \cdot 4 \cdot 20} = 33.25 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \quad (89)$$

Vyhovuje

Tlak v táhle

$$p = \frac{F}{S} = \frac{T_{sB}}{b \cdot d_{AD}} = \frac{5320}{42 \cdot 20} = 6.33 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \quad (90)$$

Vyhovuje

T_{sB} - výsledná zatěžující síla v bodě B při maximálním zatížení ve zdvihnuté poloze – volím sílu v bodě B kvůli bezpečnosti z rovnice 69

a – šířka vidlice – $a = 4 \text{ mm}$

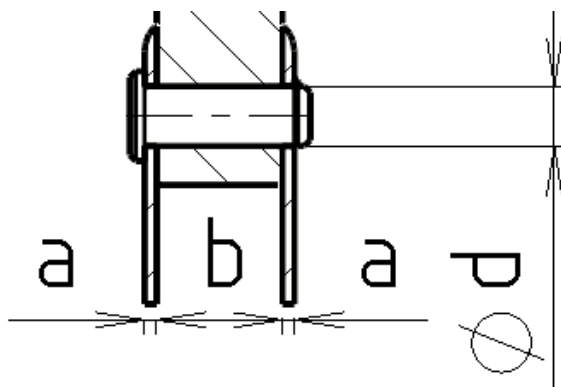
b – šířka táhla - $b = 42 \text{ mm}$

d_{AD} – zvolený průměr čepu podle rovnice 85

p_{Dov} – dovolený tlak materiálu 11 500 - $p_{Dov} = 65 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování

7.2 ULOŽENÍ V BODECH B A E

Tyto body spojují nůžkový mechanismus s kolečkem, které se odvaluje na rámu stolu nebo po spodním základním rámu. Táhl v tomto případě představuje kolečko, vidlici realizuje profil nůžkového mechanismu.



Obr. 32 Uložení čepu v bodech B a E

Vycházím z rovnice pro namáhání na střih

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot T_{SE}}{2 \cdot \pi \cdot d_{BE}^2} \leq \tau_{Dov} \quad (91)$$

$$d_{BE} = \sqrt{\frac{2 \cdot T_{SE}}{\pi \cdot \tau_{SDov}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5320}{\pi \cdot 55}} = 7.84 \text{ mm} \quad (92)$$

2 – počet průřezů

T_{SE} - výsledná zatěžující síla v bodě E při maximálním zatížení ve zdvihnuté poloze – volím sílu v bodě E kvůli bezpečnosti

τ_{SDov} – dovolené napětí ve smyku pro materiál 11 500 je $\tau_{SDov} = 55 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování

čepy v bodech B a E volím průměr **20 mm**



7.2.1 KONTROLA ČEPU NA OHYB

Rovnice pro namáhání na ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oDov} \quad (93)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{T_{sE}}{8} \cdot 2 \cdot (a + b)}{\frac{\pi \cdot d_{BE}^3}{4}} = \frac{\frac{5320}{8} \cdot 2 \cdot (4 + 42)}{\frac{\pi \cdot 20^3}{4}} = 8.93 \text{ MPa} < 75 \text{ MPa} \quad (94)$$

Vyhovuje

σ_{oDov} – dovolené napětí v ohybu pro materiál 11 500 je $\sigma_{oDov} = 75 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování

T_{sE} - výsledná zatěžující síla v bodě E při maximálním zatížení ve zdvihnuté poloze – volím sílu v bodě E kvůli bezpečnosti z rovnice 72

b – šířka táhla - $b = 42 \text{ mm}$

a – šířka vidlice – $a = 4 \text{ mm}$

d_{BE} – zvolený průměr čepu podle rovnice 92

7.2.2 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

Rovnice pro namáhání na tlak

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad (95)$$

Tlak ve vidlici

$$p = \frac{F}{S} = \frac{T_{sE}}{2 \cdot a \cdot d_{BE}} = \frac{5320}{2 \cdot 4 \cdot 20} = 33.25 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \quad (96)$$

Vyhovuje

Tlak v táhle

$$p = \frac{F}{S} = \frac{T_{sE}}{b \cdot d_{BE}} = \frac{5320}{42 \cdot 20} = 6.33 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \quad (97)$$

Vyhovuje



T_{SE} - výsledná zatěžující síla v bodě B při maximálním zatížení ve zdvihnuté poloze – volím sílu v bodě E kvůli bezpečnosti z rovnice 72

a – šířka vidlice – $a = 4 \text{ mm}$

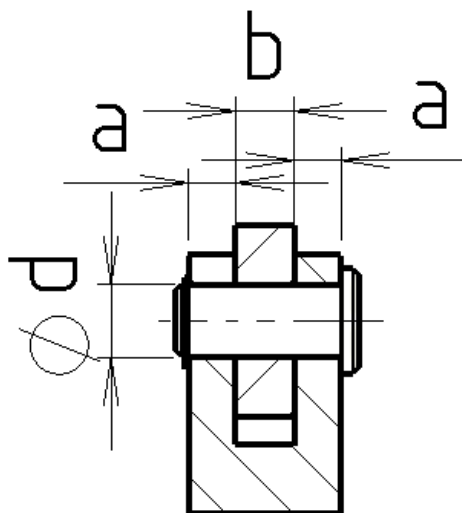
b – šířka táhla - $b = 42 \text{ mm}$

d_{BE} – zvolený průměr čepu podle rovnice

p_{Dov} – dovolený tlak materiálu 11 500 - $p_{Dov} = 65 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování

7.3 ULOŽENÍ V BODECH F A G

Tyto body spojují nůžkový mechanismus s přímočarým hydromotorem. Táhl v tomto případě představuje oko přímočarého hydromotoru, vidlici realizuje uložení.



Obr. 33 Uložení čepu v bodech F a G

Rovnice pro namáhání na střih

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot T_{SF}}{2 \cdot \pi \cdot d_{FG}^2} = \frac{4 \cdot 12525.8}{2 \cdot \pi \cdot 20} = 19.93 \text{ MPa} \leq 55 \text{ MPa} \quad (98)$$

Vyhovuje

2 – počet průřezů

T_{SF} - výsledná zatěžující síla v bodě F při maximálním zatížení ve spuštěné poloze. Síly T_{SF} a T_{SG} jsou stejné z rovnice 73

τ_{SDov} – dovolené napětí ve smyku pro materiál 11 500 je $\tau_{SDov} = 55 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování



d_{FG} – průměr vidlice přímočarého hydromotoru – volím dle katalogu Hydraulics s.r.o. [18] -
 $d_{FG} = 25 \text{ mm}$

7.3.1 KONTROLA ČEPU NA OHYB

Rovnice pro namáhání na ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oDov} \quad (99)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{T_{SF}}{8} \cdot 2 \cdot (a + b)}{\frac{\pi \cdot d_{FG}^3}{4}} = \frac{\frac{12525.8}{8} \cdot 2 \cdot (16 + 20)}{\frac{\pi \cdot 20^3}{4}} = 17.94 \text{ MPa} < 75 \text{ MPa} \quad (100)$$

Vyhovuje

σ_{oDov} – dovolené napětí v ohybu pro materiál 11 500 je $\sigma_{oDov} = 75 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování

T_{SF} - výsledná zatěžující síla v bodě F při maximálním zatížení ve spuštěné poloze. Síly T_{SF} a T_{SG} jsou stejné z rovnice 73

a – šířka vidlice – $a = 16 \text{ mm}$

b – šířka táhla - $b = 20 \text{ mm}$

d_{FG} – průměr vidlice přímočarého hydromotoru – volím dle katalogu Hydraulics s.r.o. [18] -
 $d_{FG} = 25 \text{ mm}$

7.3.2 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

Rovnice pro namáhání na tlak

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad (101)$$

Tlak ve vidlici

$$p = \frac{F}{S} = \frac{T_{SF}}{2 \cdot a \cdot d_{FG}} = \frac{12525.8}{2 \cdot 16 \cdot 20} = 19.57 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \quad (102)$$

Tlak v táhle

$$p = \frac{F}{S} = \frac{T_{SF}}{b \cdot d_{FG}} = \frac{12525.8}{20 \cdot 20} = 31.31 < 65 \text{ MPa} \quad (103)$$

Vyhovuje



T_{SF} - výsledná zatěžující síla v bodě F při maximálním zatížení ve spuštěné poloze. Síly T_{SF} a T_{SG} jsou stejné z rovnice 73

a – šířka vidlice – $a = 16 \text{ mm}$

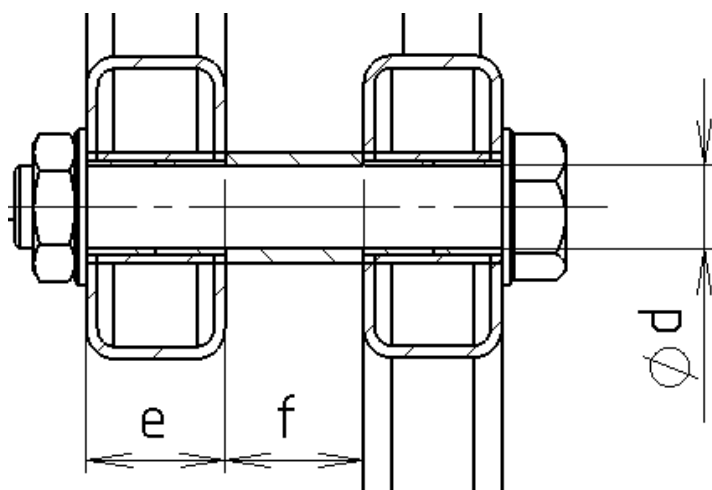
b – šířka táhla - $b = 20 \text{ mm}$

d_{FG} – průměr vidlice přímočarého hydromotoru – volím dle katalogu Hydraulics s.r.o. [18] -
 $d_{FG} = 25 \text{ mm}$

p_{Dov} – dovolený tlak materiálu 11 500 - $p_{Dov} = 65 \text{ Mpa}$ [2] – míjivé zatěžování

7.4 ULOŽENÍ V BODĚ C

Bod C spojuje ramena nůžkového mechanismu. Ramena jsou vzájemně spojena dlouhým šroubem, mezi který je vložena distanční trubka, jelikož norma ČSN EN 1570-1 zakazuje vzdálenost mezi rameny menší než 50 mm z důvodu bezpečnosti.



Obr. 34 Uložení ramen nůžkového mechanismu

Vycházím z rovnice pro namáhání na střih

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot T_{SC}}{2 \cdot \pi \cdot d_C^2} \leq \tau_{Dov} \quad (104)$$

$$d_C = \sqrt{\frac{2 \cdot T_{SC}}{\pi \cdot \tau_{SDov}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10579.4}{\pi \cdot 55}} = 11.06 \text{ mm} \quad (105)$$

2 – počet průřezů

T_{SC} - výsledná zatěžující síla v bodě C při maximálním zatížení ve spuštěné poloze z rovnice 70



τ_{sDov} – dovolené napětí ve smyku pro materiál 11 500 je $\tau_{sDov} = 55 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování

čep v bodě C volím průměr **30 mm**

7.4.1 KONTROLA ČEPU NA OHYB

Rovnice pro namáhání na ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oDov} \quad (106)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{T_{sc}}{2} \cdot \frac{f}{2}}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \frac{8 \cdot T_{sc} \cdot f}{\pi \cdot d_c^3} = \frac{8 \cdot 10579.4 \cdot 50}{\pi \cdot 30^3} = 49.89 \text{ MPa} < 75 \text{ MPa} \quad (107)$$

Vyhovuje

σ_{oDov} – dovolené napětí v ohybu pro materiál 11 500 je $\sigma_{oDov} = 75 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování

T_{sc} - výsledná zatěžující síla v bodě C při maximálním zatížení ve spuštěné poloze z rovnice 70

f – délka distanční trubky – $f = 50 \text{ mm}$

d_c – zvolený průměr čepu podle rovnice 105

7.4.2 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

Rovnice pro namáhání na tlak

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad (108)$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{T_{sc}}{e \cdot d_c} = \frac{10579.4}{50 \cdot 30} = 7.05 \text{ MPa} < 65 \text{ MPa} \quad (109)$$

Vyhovuje

T_{sc} - výsledná zatěžující síla v bodě C při maximálním zatížení ve spuštěné poloze z rovnice 70

e – šířka nosníku – $a = 50 \text{ mm}$

d_c – zvolený průměr čepu podle rovnice 105

p_{Dov} – dovolený tlak materiálu 11 500 - $p_{Dov} = 65 \text{ MPa}$ [2] – míjivé zatěžování



8 NÁVRH POUZDER

Pro uložení ramen nůžkového mechanismu v bodě C volím bezúdržbová plastová pouzdra od společnosti HENNLICH s.r.o.[19] vyrobená z materiálu s obchodním názvem IGLIDUR. Jsou určena pro střední až vysoká zatížení, střední kluzné rychlosti a střední teploty. Tato pouzdra volím z důvodu samomaznosti a tím i bezúdržbovosti. Pouzdra jsou vlisována do ocelových kroužků.

8.1 VÝPOČET POUZDRA

Pouzdro počítám na tlak

$$p = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad (110)$$

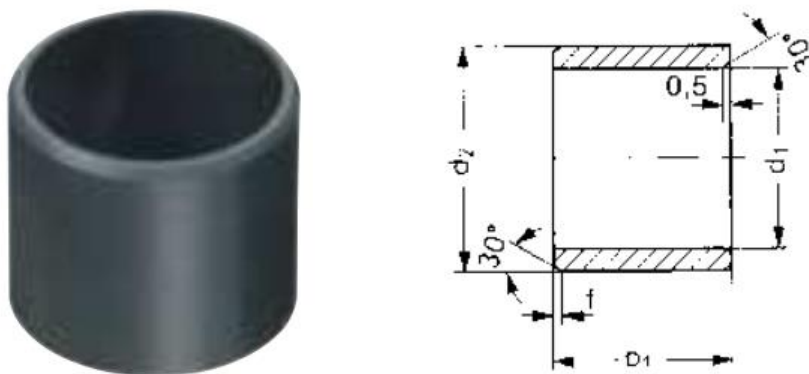
$$p = \frac{F}{S} = \frac{T_{sc}}{e \cdot d_c} = \frac{10579.4}{50 \cdot 30} = 7.05 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa} \quad (111)$$

T_{sc} - výsledná zatěžující síla v bodě C při maximálním zatížení ve spuštěné poloze z rovnice 70

e – šířka nosníku – $e = 50 \text{ mm}$

d_c – zvolený průměr čepu podle rovnice 105

p_{Dov} – dovolený tlak pro materiál IGLIDUR - $p_{Dov} = 70 \text{ MPa}$ [17]



Obr. 35 Kluzné pouzdro [19]

Volím dvě kluzná pouzdra **GSM-3034-35** z katalogu firmy Hennlich [19] o rozměrech:

$d_1 = 30 \text{ mm}$ - vnitřní průměr kroužku

$d_2 = 34 \text{ mm}$ - vnější průměr kroužku

$b_1 = 25 \text{ mm}$ - šířka kroužku



9 NÁVRH KLADEK

Pro valivé vedení ramen v bodech B a E volím kladky od firmy Blickle [21] s označením SVS 65/20K ze série SVS. Tyto kladky jsou určeny pro vysokou statickou i dynamickou zátěž. Rozsah pracovních teplot je od -25°C do $+120^{\circ}\text{C}$. Kladka je vyrobena z oceli a uložení je realizováno pomocí kuličkových ložisek.

Kladky jsou zatěžovány silami v bodech B a E. Maximální zatížení působí v maximálním zdvihu plošinu. Obě zatížení jsou stejná, tudíž $T_{SE} = 5320\text{ N}$ z rovnice 72.

Parametry kladky:

Vnější průměr kladky	65 mm
Vnitřní průměr kladky	20 mm
Šířka běhounu	40 mm
Šířka ložiska	45 mm
Nosnost	700 kg



Obr. 36 Kladka Blickle [21]



10 NÁVRH POJEZDOVÝCH KOL

Pojezdová kola volím z katalogu firmy Navrátil s.r.o. [22] tyto dva typy pojezdových kol. Na jedné straně základního rámu pár neotočných těžkotonážních pojezdových kol 19948-ADINYL 225 P60 se série ADINYL P60. Jedná se o plastové kolo, které bude pevně spojeno se základním rámem. Na druhé straně základního rámu volím pár kol 19873FR-ADINYL 225 P60 ze stejné série. Toto kolo umožňuje otáčení a má brzdu. Se základním rámem je spojeno otočně.

Pro návrh přípustného zatížení kola vycházím z namáhání v bodě E, které bude největší při maximálním zdvihu plošiny. $T_{SE} = 5320 \text{ N}$ z rovnice 72.

Tab. 2 19948-ADINYL 225 P60 [22]

Průměr kola	225 mm
Šířka běhounu	50 mm
Velikost desky	135x110 mm
Rozteč otvorů	105x80 mm
Průměr otvoru	10 mm
Stavební výška	293 mm
Zatížení	700 kg



Obr. 37 Pojezdové kolo-neotočné [22]

Tab. 3 19873FR-ADINYL 225 P60 [22]

Průměr kola:	225 mm
Šířka běhounu:	50 mm
Velikost desky:	135x110 mm
Rozteč otvorů:	105x80 mm
Průměr otvoru:	10 mm
Vystředění:	71 mm
Stavební výška:	293 mm
Zatížení:	700 kg



Obr. 38 Pojezdové kolo-otočné [22]



11 NÁVRH ELEKTROHYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

Pro návrh hnacího agregátu, uvažuji čas, za který by se měla plošina vysunout z minimální do maximální polohy. Tento čas volím dle úvahy na 10 s.

Vycházím z rovnice kontinuity

$$Q = S \cdot v \quad (112)$$

a rovnice pro výpočet rychlosti

$$v = \frac{z}{t} \quad (113)$$

Po vyjádření a dosazení získám rovnici

$$Q = \frac{z \cdot S}{t} = \frac{z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}}{t} = \frac{0.075 \cdot \frac{\pi \cdot 0.05^2}{4}}{10} = 1.47 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (114)$$

$$= 0.88 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Q – objemový průtok

S – plocha pístu

z – zdvih přímočarého hydromotoru

t – čas zdvihu plošiny z minimální do maximální polohy

v – rychlost pístu

Tlakový spád na hydromotoru

$$\Delta p = \frac{F}{S} = \frac{T_{SF}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{12525.8}{\frac{\pi \cdot 50^2}{4}} = 6.37 \text{ MPa} \quad (115)$$

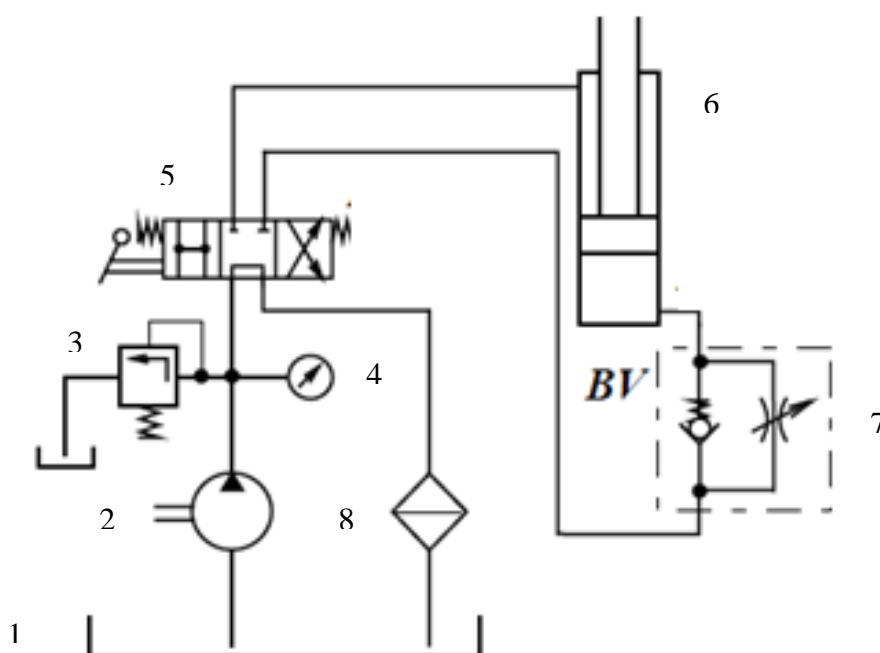
T_{SF} - výsledná zatěžující síla v bodě F při maximálním zatížení ve spuštěné poloze z rovnice 73

Z grafu, který výrobce [16] doporučuje pro určení výkonu agregátu, volím hydrogenerátor s označením **550 TC 04- 05-S5** o výkonu 0.5 HP, tedy přibližně 373 W.



12 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

Volím otevřený hydraulický obvod, který se skládá z nádrže, rotačního hydrogenerátoru (zdroje tlaku), pojistného ventilu, tlakoměru, třípólového, čtyřcestného rozvaděče ovládaného pákou, přímočarého hydromotoru a filtru. Dále je složen z brzdícího ventilu, který vytvoří potřebný protitlak pod pístem (bez protitlaku by došlo k neřízenému pádu břemene) a zabezpečuje plynulé spouštění do spodní polohy.



Obr. 39 Schéma hydraulického obvodu [5]

1. Nádrž
2. Rotační hydrogenerátor
3. Pojistný ventil
4. Tlakoměr
5. Rozvaděč 4/3
6. Přímočarý hydromotor
7. Brzdící ventil
8. Filtr



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout mobilní manipulační plošinu. Pro zabezpečení vertikálního pohybu byl vybrán jednonůžkový mechanismus, umožňující bezproblémové zvládnutí požadovaného zdvihu při dobré stabilitě a kompaktních rozměrech

Na začátku práce uvádím rešerši a srovnání vyráběných typů zdvihacích plošin jako je paralelogramový hydraulický pojízdný plošinový zvedák, jednonůžková zdvihací plošina, vícenůžková zdvihací plošina, tandemová zdvihací plošina a teleskopická zdvihací plošina. Dále v práci uvádím typy pohonů a to hydraulický pohon (přímočarý hydromotor), pneumatický pohon (přímočarý pneumotor), tlačný řetěz a pohon ruční. V mém řešení problematiky jsem vybral typ hydraulický pohon realizovaný pomocí přímočarého hydromotoru.

Dále jsem zvolil spodní a horní rám jako svařenec z normalizovaných profilů. Vedení posuvných ramen jsem vybral valivé. Pohon byl zvolen hydraulický dvojčinný, aby se mohla plošina dostat i do spodních poloh. Volby na uložení motoru byly dvě, pro mé řešení bylo vybráno uložení s oběma konci na nůžkovém mechanismu. Pohonná jednotka byla zadána, tedy elektrohydraulický agregát.

Mobilní manipulační plošinu jsem kvůli zjednodušení převedl do roviny a zvolil velikost a polohu zatěžující síly v nejméně příznivé poloze. Provedl jsem úplné uvolnění všech těles a sestavil pro ně rovnice statické rovnováhy. Z nich jsem vypočetl zatížení v bodech A až G. Další krok byl sestavit rovnice pro výpočet výsledných vnitřních účinků a jejich vykreslení.

Z maximálního ohybového momentu jsem navrhl profil nůžkového mechanismu, který jsem zkontroloval na vzpěrnou stabilitu.

Dalším krokem byl návrh průměru pístu přímočarého hydromotoru, který byl navrhován ze zatížení, působící v bodech F a G a z provozního tlaku udávaného výrobcem.

Návrh čepů jsem provedl z pevnostní rovnice pro stříh a zkontroloval je na ohyb a otlačení.

Kladky čepů byly voleny na základě zatížení v bodech uložení na základním rámu a horním rámu. Zvolil jsem ocelové kladky s kuličkovými ložisky. Obdobně byly voleny pojezdová kola, kdy ze zatížení v základním rámu volím plastová pojezdová kola, z nichž jedno je uloženo otočně a má brzdu, a druhé je uloženo neotočně.

Hydraulický obvod byl volen s ohledem na plynulé zdvihání a spouštění, proto byl do okruhu zařazen brzdicí ventil.

Posledním krokem byl návrh kluzných bezúdržbových pouzder, která jsem navrhoval z tlaku, působícího v uložení.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] ČSN EN 1570-1. *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly – Část1: Zdvihací stoly sloužící do úrovně dvou pevných nakládacích míst*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Duben 2012.
- [2] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] ŠKOPÁN, M. *Hydraulické pohony strojů*. Skripta VUT Brno, 2009.

INTERNETOVÉ ZDROJE

- [5] *Osvětlení s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.pujcovna-plosin.cz/?strana=texty/o-firme/>
- [6] *Manlonka s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.manlonka.eu/manlonka/eshop/7-1-ZDVIHACI-MANIPULACNI-TECHNIKA/51-3-Nuzkove-voziky-pojezdove/5/105-PL50>
- [7] *Autoservis Akademie s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.aamarket.cz/inshop/scripts/shop.aspx?action=ViewTemplate&Path=Contact>
- [8] *ALTO SYSTEMS s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: http://www.altosystems.cz/305-zvedaci_stul/plosina_-_hymo_optima_eax
- [9] *ROTHLEHNER pracovní plošiny s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.rothlehner.cz/>
- [10] *Konstruktis Delta, spol. s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: http://www.hanselifter.cz/tandemove_zdvihaci_plosiny.html
- [11] *Zarges CZ, s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.zarges.cz/produkt/zdvihaci-plosina-zls-pro-vnitrni-pouziti/706/>
- [12] *SEALL v. o. s.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.seall.cz/hydraulicke-valce>
- [13] *Festo, s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: http://www.festo.com/cms/cs_cz/19647.htm



- [14] *Serapid* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en/industrial-equipment/industrial-lifts/industrial-lifting-systems/scissor-lifts>
- [15] *Gekkon International s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://plosiny-zvedaci.cz/16-zdvihaci-stul-ltd680.html>
- [16] *Parker Hannifin Corp* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.parker.com/literature/Oildyne/Oildyne%20-%20PDF%20Files/03%20-%20550%20Series%20power%20units.pdf>
- [17] *Ferona* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=39129>
- [18] *AMP-Hydraulika s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/ZH1_str15.pdf
- [19] *HENNLICH s.r.o.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: http://zbozi.arkov.cz/dl/464/Katalog_kluznych_pouzder_Hennlich.pdf.html
- [20] *LIFTCOMP a.s.* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.liftcomp.cz/>
- [21] *Blickle* [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.blickle.us.com/ae/extra-heavyduty-casters-solid-steel-wheels-us/series-us/16-svs/>
- [22] *Navrátil s.r.o.* [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.navratilsro.cz/kola-serie-adinyl-p60-pevne-provedeni-s-uchycenim-na-ctyri-srouby-kulickove-lozisko/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

F_{Ax}	[N]	síla působící v bodě A ve směru osy x
F_{Ay}	[N]	síla působící v bodě A ve směru osy y
F_B	[N]	síla působící v bodě A ve směru osy y
F_{Cx}	[N]	síla působící v bodě C ve směru osy x
F_{Cy}	[N]	síla působící v bodě C ve směru osy y
F_{Dx}	[N]	síla působící v bodě D ve směru osy x
F_{Dy}	[N]	síla působící v bodě D ve směru osy y
F_E	[N]	síla působící v bodě E ve směru osy y
F_{Fx}	[N]	síla působící v bodě F ve směru osy x
F_{Fy}	[N]	síla působící v bodě F ve směru osy y
F_{Gx}	[N]	síla působící v bodě G ve směru osy x
F_{Gy}	[N]	síla působící v bodě G ve směru osy y
F_x	[N]	síla působící v ose x
F_y	[N]	síla působící v ose y
F_z	[N]	síla působící v ose z
I_{min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu
M_o	[N·m]	ohybový moment
M_{oy}	[N·m]	ohybový moment k ose y
M_{zA}	[N·m]	moment k bodu A
M_{zC}	[N·m]	moment k bodu C
M_{zG}	[N·m]	moment k bodu G
N_4	[N]	maximální normální zatížení prutu 4
R_e	[MPa]	mez kluzu v tahu
S_n	[mm ²]	plocha průřezu
T_{SA}	[N]	smyková síla v bodě A
T_{SB}	[N]	smyková síla v bodě B
T_{SC}	[N]	smyková síla v bodě C
T_{SD}	[N]	smyková síla v bodě D
T_{SE}	[N]	smyková síla v bodě E
T_{SF}	[N]	smyková síla v bodě F
T_{SG}	[N]	smyková síla v bodě G



T_z	[N]	tečná síla v ose z
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
b_1	[mm]	délka kroužku
d_1	[mm]	vnitřní průměr kroužku
d_2	[mm]	vnější průměr kroužku
d_{AD}	[mm]	průměr čepu v bodě A a D
d_{BE}	[mm]	průměr čepu v bodě B a E
d_C	[mm]	průměr čepu v bodě C
d_{FG}	[mm]	průměr čepu v bodě F a G
d_{PH}	[mm]	minimální průměr pístu přímočarého hydromotoru
i_v	[-]	počet stupňů volnosti volného tělesa
p_{Dov}	[MPa]	dovolený tlak
x_1	[mm]	vzdálenost intervalu řezu 1 v tělese 2
x_2	[mm]	vzdálenost intervalu řezu 2 v tělese 2
x_3	[mm]	vzdálenost intervalu řezu 3 v tělese 3
x_4	[mm]	vzdálenost intervalu řezu 4 v tělese 3
x_5	[mm]	vzdálenost intervalu řezu 5 v tělese 3
x_6	[mm]	vzdálenost intervalu řezu 6 v tělese 4
x_7	[mm]	vzdálenost intervalu řezu 7 v tělese 4
x_8	[mm]	vzdálenost intervalu řezu 8 v tělese 4
x_9	[mm]	vzdálenost intervalu řezu 9 v tělese 5
α_s	[cm ⁴]	součinitel závislý na typu uložení
μ_F	[-]	počet neznámých parametrů silových
μ_M	[-]	počet neznámých parametrů momentových
μ_r	[-]	počet neznámých poloh působení sil
ν_F	[-]	počet použitelných podmínek silových
ν_M	[-]	počet použitelných podmínek momentových
ξ_1	[-]	počet stupňů volnosti odebraných vazbami
σ_{Dov}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku
σ_{oDov}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
τ_{sDov}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
F	[N]	zatěžující síla
i	[-]	počet stupňů volnosti



L	[mm]	délka stolu
$L1$	[mm]	vzdálenost mezi body A a B
$L10$	[mm]	vzdálenost mezi body C a G v ose y
$L11$	[mm]	vzdálenost mezi body C a F v ose y
$L12$	[mm]	vzdálenost mezi body C a F v ose x
$L13$	[mm]	vzdálenost mezi body F a G v ose x
$L14$	[mm]	vzdálenost mezi body F a G v ose y
$L15$	[mm]	kolmá vzdálenost mezi bodem F a prutem
$L16$	[mm]	vzdálenost mezi body C a F
$L2$	[mm]	vzdálenost mezi bodem B a volným koncem
$L4$	[mm]	vzdálenost mezi body A a D nebo B a E
$L4_{min}$	[mm]	vzdálenost mezi body A a D nebo B a E ve složeném stavu
$L5$	[mm]	vzdálenost mezi body B a D
$L6$	[mm]	vzdálenost mezi body F a G
$L7$	[mm]	vzdálenost mezi body A a B
$L8$	[mm]	vzdálenost mezi body C a G
$L9$	[mm]	vzdálenost mezi body C a G v ose x
n	[-]	počet členů soustavy
α	[°]	úhel svírající rameno s osou x
β	[°]	úhel svírající prut 5 s osou x
γ	[°]	pomocný úhel
E	[GPa]	modul pružnosti
N	[N]	normálová síla
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok
S	[mm ²]	plocha
a	[mm]	šířka vidlice
b	[mm]	šířka táhla
e	[mm]	délka nosníku
f	[mm]	délka distanční trubky
k	[-]	součinitel bezpečnosti podle normy ČSN EN 1570-1
l	[mm]	délka prutu
p	[MPa]	provozní tlak přímočarého hydromotoru
t	[s]	čas zdvihu plošiny



v	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost zdvihu
z	$[\text{mm}]$	zdvih
Δp	$[\text{MPa}]$	tlakový spád na hydromotoru
η	$[-]$	počet omezených deformačních parametrů
λ	$[-]$	štíhlost prutu
ν	$[-]$	počet použitelných podmínek rovnováhy
σ	$[\text{MPa}]$	napětí v tlaku
τ	$[\text{MPa}]$	napětí ve smyku



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Zvedací plošina [5]	16
Obr. 2 Nůžkový vozík [6]	16
Obr. 3 Paralelogramový hydraulický zvedák [7]	17
Obr. 4 Jednonůžková zvihač plošina [8]	17
Obr. 5 Vícenůžková zdvihací plošina [9]	18
Obr. 6 Tandemová zdvihací plošina [10]	18
Obr. 7 Teleskopická plošina [11]	19
Obr. 8 Přímočarý hydromotor [12]	20
Obr. 9 Lineární válec [13]	20
Obr. 10 Tlačný řetěz [14]	21
Obr. 11 Zdvihací stůl s ručním pohonem [15]	21
Obr. 12 Uložení obou konců na nůžkovém mechanismu [8]	23
Obr. 13 Uložení jednoho konce na rámu a druhého na nůžkovém mechanismu [20]	24
Obr. 14 Elektrohydraulický agregát OILDYNE série 550 [16]	24
Obr. 15 Schéma nůžkového mechanismu	26
Obr. 16 Úplné uvolnění tělesa 2	29
Obr. 17 Úplné uvolnění tělesa 3	29
Obr. 18 Úplné uvolnění tělesa 4	30
Obr. 19 Úplné uvolnění tělesa 4	31
Obr. 20 Graf závislosti zatížení na zdvihu	33
Obr. 21 Silové zatížení tělesa 2	34
Obr. 22 VVÚ tělesa 2	35
Obr. 23 Silové zatížení tělesa 3	35
Obr. 24 VVÚ tělesa 3	37
Obr. 25 Silové zatížení tělesa 4	38
Obr. 26 VVÚ tělesa 4	39
Obr. 27 Silové zatížení tělesa 5	40
Obr. 28 VVÚ tělesa 5	40
Obr. 29 Průřez profilu [17]	42
Obr. 30 Přímočarý hydromotor [18]	45
Obr. 31 Uložení čepu v bodech A a D	46
Obr. 32 Uložení čepu v bodech B a E	48
Obr. 33 Uložení čepu v bodech F a G	50
Obr. 34 Uložení ramen nůžkového mechanismu	52
Obr. 35 Kluzné pouzdro [19]	54
Obr. 36 Kladka Blickle [21]	55
Obr. 37 Pojezdové kolo-neotočné [22]	56
Obr. 38 Pojezdové kolo-otočné [22]	56
Obr. 39 Schéma hydraulického obvodu [5]	58



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Tabulka vypočtených hodnot	33
Tab. 2 19948-ADINYL 225 P60 [22]	56
Tab. 3 19873FR-ADINYL 225 P60 [22].....	56

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

MANIPULAČNÍ PLOŠINA	0-2P23-1
HORNÍ RÁM	1-2P23-2